

VŠB – Technická universita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

# Bakalářská práce

2019

Jan Horák

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

**Vliv vyosení pístního čepu na silové účinky  
v klikovém mechanismu spalovacího  
motoru**

Effect of Piston Pin Offset to Forces in Crank  
Mechanism of Internal Combustion Engine

Student:  
Vedoucí bakalářské práce:

Jan Horák  
Ing. Pavel Dresler

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy

## Zadání bakalářské práce

Student:

**Jan Horák**

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2301R003 Dopravní technika a technologie

Téma:

Vliv vyosení pístního čepu na silové účinky v klikovém mechanismu  
spalovacího motoru

Effect of Piston Pin Offset to Forces in Crank Mechanism of Internal  
Combustion Engine

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

Definice cílů práce:

Cílem práce je výpočet vlivů vyosení pístního čepu na silové účinky v klikovém mechanismu pro vybraný motor.

Osnova:

1. Úvod.
2. Klikový mechanismus spalovacího motoru.
3. Teoretický rozbor řešené problematiky.
4. Výpočet silových účinků v klikovém mechanismu.
5. Zhodnocení a doporučení.
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988, xxix, 930 p., [2] p. of plates. ISBN 00-702-8637-X.

MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2012. 262 s. ISBN 978-80-01-05015-6.

VAN BASSHUYSEN, Richard a SCHAFER Fred. Internal combustion engine handbook: basics, components, systems, and perspectives. Warrendale, Pa.: SAE International, 2004. ISBN 0-7680-1139-6.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Pavel Dresler**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019

*as L*

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



*[Signature]*

prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 20.5. 2018



.....  
Podpis studenta

## Prohlašuji, že:

- jsem si vědom, že na tuto moji závěrečnou bakalářskou\*) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. Zákon o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (dále jen Autorský zákon), zejména § 35 (Užití díla v rámci občanských či náboženských obřadů nebo v rámci úředních akcí pořádaných orgány veřejné správy, v rámci školních představení a užití díla školního) a § 60 (Školní dílo),
- беру на вѣдомі, że Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo užít tuto závěrečnou bakalářskou\*) práci nekomerčně ke své vnitřní potřebě (§ 35 odst. 3 Autorského zákona),
- bude-li požadováno, jeden výtisk této bakalářské práce bude uložen u vedoucího práce,
- s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 Autorského zákona,
- užít toto své dílo, nebo poskytnout licenci k jejímu využití, mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, že - podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů - že tato bakalářská\*) práce bude před obhajobou zveřejněna na pracovišti vedoucího práce, a v elektronické podobě uložena a po obhajobě zveřejněna v Ústřední knihovně VŠB-TUO, a to bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 20.5. 2019



Podpis autora práce

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Horák

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vardasova 454/10, Havířov, 73601



## Anotace bakalářské práce

HORÁK, Jan. *Vliv vyosení pístního čepu na silové účinky v klikovém mechanismu spalovacího motoru*. Institut Dopravy, Fakulta strojní, VŠB-TU Ostrava. 51 stran, 35 obrázků, 3 tabulky. Vedoucí práce: Ing. Pavel Dresler.

Bakalářská práce se zabývá vlivem vyosení pístního čepu na silové účinky v klikovém mechanismu spalovacího motoru se zaměřením na snížení normálové síly. V teoretické části se věnuji popisu částí klikového mechanismu a vztahům pro výpočet sil působících na klikový mechanismus. Ve výpočtové části pak provádím výpočet jednotlivých sil a zkoumám vliv vyosení pístního čepu na jejich velikost a průběh. Závěrem práce je určení optimální hodnoty vyosení, porovnání poklesu normálové síly vůči klasickému klikovému mechanismu a doporučení v oblasti vyosení pístního čepu.

## Klíčová slova

Vyosení; pístní čep; píst; silové účinky; klikový mechanismus

## Annotation of bachelor thesis

HORÁK Jan. *Effect of Piston Pin Offset to Forces in Crank Mechanism of Internal Combustion Engine*. The Institute of Transport, Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Ostrava. 51 pages, 35 figures, 3 tables. Thesis lead: Ing Pavel Dresler

Bachelor thesis is dealing with effect of piston pin offset to forces in crank mechanism of internal combustion engine. Thesis is focused on reduction of normal force. In theoretical part of thesis are described parts of crank mechanism and equations for calculation forces in crank mechanism. In practical part is done calculation of forces and examined effect of piston pin offset to their values and curve. The result of thesis is founding of optimal size of piston pin offset, comparison of decrease in normal force in mechanism with offset piston pin against standard mechanism and recommendation of effect of piston pin offset.

## Key words

Offset; piston pin; piston; forces in crank mechanism; crank mechanism

## **Poděkování**

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlu Dreslerovi. za odbornou pomoc a konzultaci při vytváření této práce. Dále děkuji všem členům rodiny a blízkým příbuzným za trpělivost a podporu.



## Obsah

Obsah .....	1
Seznam použitých symbolů a zkratk .....	10
1. Úvod.....	11
2. Klikový mechanismus spalovacího motoru .....	14
2.1 Pístní skupina .....	14
2.1.1 Píst .....	14
2.1.2 Pístní kroužky .....	19
2.1.3 Těsnící kroužky.....	20
2.1.4 Stírací kroužky .....	20
2.1.5 Pístní čep.....	21
2.2 Ojnice .....	22
2.2.1 Konstrukce ojnice .....	23
2.3 Kliková hřídel.....	24
3. Teoretický rozbor řešené problematiky.....	27
3.1 Měření spalovací motor .....	27
3.2 Způsob měření tlaku ve válci spalovacího motoru .....	28
3.3 Standartní klikový mechanismus .....	30
3.3.1 Kinematika klikového mechanismu.....	30
3.3.2 Dynamika klikového mechanismu.....	33
3.4 Vyosený klikový mechanismus.....	35
3.4.1 Kinematika vyoseného klikového mechanismu .....	35
3.4.2 Dynamika klikového mechanismu.....	37
4. Výpočet silových účinků v klikovém mechanismu.....	38
4.1 Zrychlení pístu .....	38
4.2 Primární síla .....	39
4.3 Sekundární síla .....	40
4.4 Celková síla.....	41
4.5 Ojniční síla .....	42
4.6 Normálová síla .....	43
5. Zhodnocení a doporučení.....	44
5.1 Normálová síla a ztrátový výkon .....	44
5.1.1 Změna průběhu a velikosti normálové síly.....	44
5.1.2 Ztrátový výkon.....	46
5.2 Vyhodnocení vlivu vyosení pístního čepu .....	47

6. Závěr .....	48
7. Seznam použité literatury.....	49
Seznam obrázků .....	50
Seznam tabulek .....	50

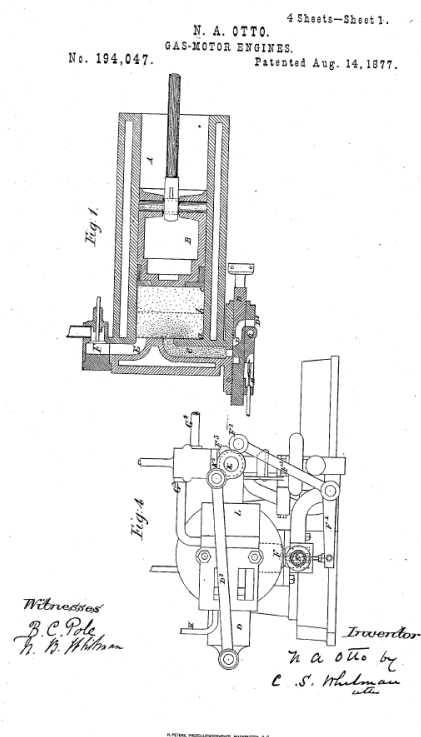
## Seznam použitých symbolů a zkratek

$a_p$	Zrychlení pístu	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$D$	Průměr pístu	$[\text{m}]$
$D\dot{U}$	Dolní úvrat'	$[-]$
$e$	Vyosení pístního čepu	$[\text{m}]$
$F_c$	Celková síla	$[\text{N}]$
$F_N$	Normálová síla	$[\text{N}]$
$F_{oj}$	Ojniční síla	$[\text{N}]$
$F_p$	Primární síla	$[\text{N}]$
$F_s$	Sekundární síla	$[\text{N}]$
$H\dot{U}$	Horní úvrat'	$[-]$
$L$	Délka ojnice	$[\text{m}]$
$m_{pos}$	Hmotnost částí konající posuvný pohyb	$[\text{kg}]$
$P$	Tlak	$[\text{Pa}]$
$P_{ztr}$	Ztrátový výkon	$[\text{W}]$
$r$	Poloměr klikové hřídele	$[\text{m}]$
$S$	Plocha pístu	$[\text{m}]$
$v_p$	Rychlost pístu	$[\text{m} \cdot \text{s}]$
$z_0$	Horní úvrat'	$[-]$
$z_x$	Dráha pístu	$[\text{m}]$
$z_\alpha$	Pozice pístu od $z_0$ v závislosti na úhlu $\alpha$	$[-]$
$\alpha$	Úhel natočení klikové hřídele	$[\text{°}]$
$\beta$	Úhel výkyvu ojnice	$[\text{°}]$
$\lambda$	Klikový poměr	$[-]$
$\lambda_e$	Poměr vyosení	$[-]$
$\omega$	Úhlová rychlost	$[\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}]$

## 1. Úvod

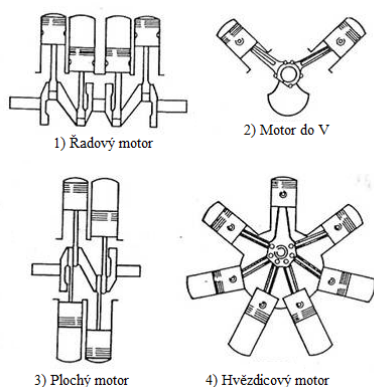
Spalovací motor obecně je definován jako stroj, ve kterém se tepelná energie získaná ze spalování paliva mění na práci mechanickou. Podle základní konstrukce rozlišujeme motory s vnitřním a vnějším spalováním. V prvním případě je pracovní látkou vodní pára, vzduch, popřípadě jiný plyn, v druhém případě přímo produkt spalování. Jejich historie sahá do 18. století, kdy v roce 1769 získal James Watt patent na parní stroj a Nikolas Joseph Cugnot sestrojil první vůz poháněný spalovacím motorem. Motor, kterému se věnuje tato práce má původ v Ottově motoru patentovaného roku 1877. Jednalo se o první čtyřtákní pístový spalovací motor. Dalšími, kdo se zasloužili o rozvoj zážehového motoru jsou například Wilhelm Maybach, vynálezce karburátoru, hrabě de Dion – bateriové odtrhovací zapalování nebo Gottlob Honold který stojí za vynálezem zapalovací svíčky.

V roce 1892 by vyvinut druhý z dvojce nejrozšířenějších motorů – Dieselův vznětový motor. Na rozdíl od Ottova motoru zde není směs zapalována jiskrou ale kompresním teplem. Oproti Ottově konstrukci se vyznačuje vyšší účinností, která je dána pracovním oběhem blížícím se k ideálnímu Carnotovu oběhu. Zásadní pro tento motor byl rok 1910, kdy James Kerchie vyřešil problém přímého vstřiku paliva do motoru čímž odstranil potřebu vysokotlakého kompresoru a umožnil tak použití Dieselova motoru ve vozidlech.



Obr. 1-1 Ottův motor [10]

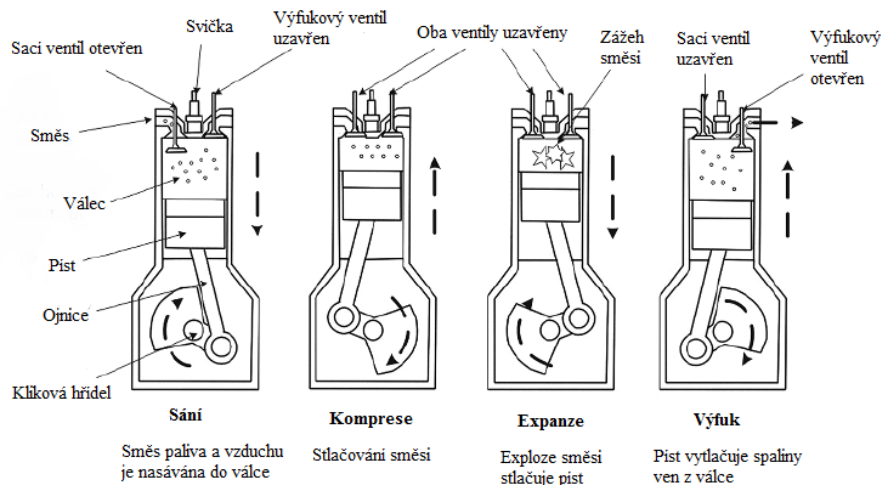
Zájem o spalovací motory a následný extrémně rychlý rozvoj v oblasti automobilismu a letectví způsobily, že již na počátku 20. století byly objeveny z pohledu uspořádání válců všechny základní typy motorů. Jednalo se o uspořádání řadové (1), vidlicové (2), vidlicové s úhlem mezi válci  $180^\circ$  (boxer) (3) a hvězdicové (4).



Obr. 1-2 Typy uspořádání motoru

Po boku pístových motorů, se v průběhu let objevovaly také alternativní varianty. Avšak jediný, který dokázal aspoň částečně uspět byl Wankelův

rotační motor. Vnitřní prostor skříně zde má tvar zkrácené epitrochoidy. Uvnitř skříně koná krouživý pohyb píst trojúhelníkového tvaru, jehož strany tvoří válcové plochy tvořené třemi stejnými oblouky. Výhody spočívají v klidném chodu, velmi dobrém poměru výkonové hmotnosti a vysokém litrovém výkonu. Avšak ani po letech vývoje se nepodařilo zcela odstranit problémy s nízkou životností, nadměrnou spotřebou oleje a vysokými emisemi, které nakonec způsobily jeho zánik.



Obr. 1-3 Fáze spalovacího motoru

Nejrozšířenějším typem pohonu motorových vozidel se staly pístové spalovací motory. Píst zde slouží na přenos energie získané ze spalování paliva. Plyny působící na něj způsobují jeho posuvný pohyb, který je poté co je přenesen přes ojnici na klikovou hřídel přeměněn na rotační. A právě silami působícími na píst se zabývá tato práce. Následkem natáčení klikové hřídele totiž nepůsobí na píst pouze síla plynů působící v ose pístu ale také síla v normálovém (bočním) směru. Normálové síly pak způsobují klopení pístu a zvýšené tření a opotřebení mezi povrchem pístu a válce. Omezení klopení a normálové síly tak

prodlužuje životnost pístní skupiny a válce. Nejefektivnějším způsobem, jak tohoto docílit je vyosení klikového mechanismu. Vyosení (excentricity) lze dosáhnout posunutím pístního čepu mimo osu válce nebo celého válce vůči klikovému hřídeli. Prvním způsobem se pak zabývá tato práce. Výhodou této metody je nejen jednodušší úprava, ale také možnost dodatečného využití u motorů, které byly původně konstruovány bez vyosení. Cílem práce je vyhodnocení změn silových účinků v závislosti na míře vyosení pístního čepu.

## 2. Klikový mechanismus spalovacího motoru

Klikový mechanismus umožňuje přeměnu přímočarého vratného pohybu pístu na otáčivý potřebný k pohonu. Skládá se z pístní skupiny, ojnice a klikové hřídele.

### 2.1 Pístní skupina

Pístní skupina je tvořena pístem, těsníci a stíracími kroužky, pístním čepem a pojistkami. Základní požadavky na pístní skupinu jsou:

- Přenos sil od tlaku plynů na ojnici
- Utěsnění spalovacího prostoru
- Odvod tepla z pístu na stěny spalovacího prostoru
- Zachycení a přenos bočních (normálových) sil na stěnu válce

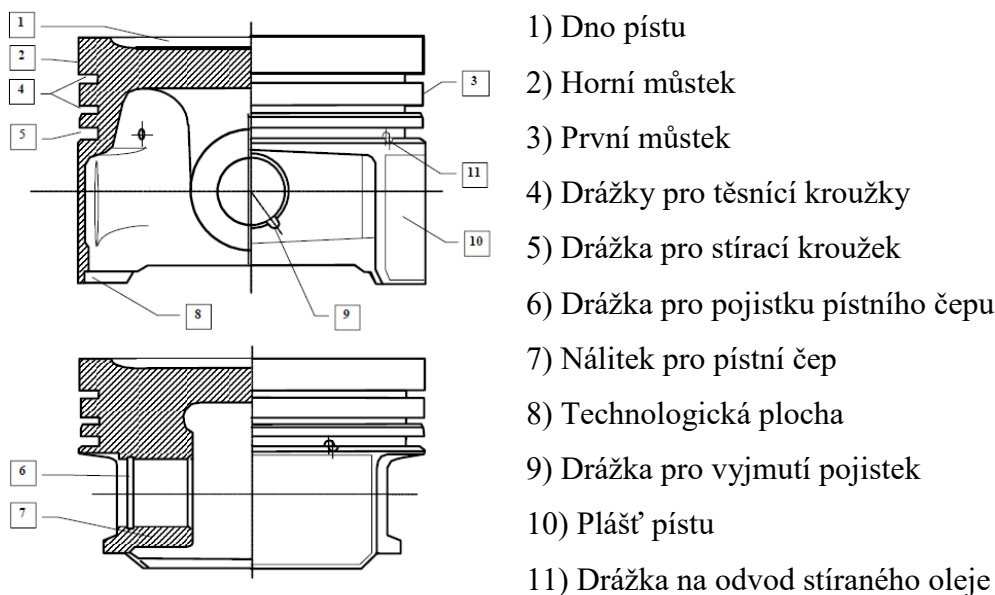
#### 2.1.1 Píst

Píst spalovacího motoru je při své práci zatěžován jak mechanicky – silami tlaku plynů a setrvačnými silami pohybem samotného pístu tak i tepelně – spaliny v spalovacím prostoru. Zatěžující účinky mají rázový charakter způsobený prudkými nárůsty teploty a tlaku ve spalovacím prostoru. Cyklické opakování se těchto účinků pak způsobuje také únavové namáhání materiálu pístu.

#### Konstrukce pístu

Základní požadavek na konstrukci pístu je nízká hmotnost z důvodu snížení setrvačné hmotnosti a tím i setrvačných sil působících na píst. Ve své spodní části je proto odlehčen vybráním materiálu. Písty se vyrábí litím nebo kovááním z hliníkových slitin. Způsob výroby ovlivňuje jak tvar pístu, tak především jeho vlastnosti. Z důvodu zlepšení vlastností se písty mohou skládat z více druhů materiálu, takové písty se pak označují jako bimetalické. Samotný píst musí obsahovat drážky na pístní kroužky a otvor pro pístní čep. Konstrukce běžného pístu zážehového motoru je popsána na obrázku 2-1.





Obr. 2-1 Píst [8]

1) Dno pístu: Dno pístu bývá u většiny pístů zážehových motorů ploché. V některých případech může být tvar povrchu upraven tvarováním pro zlepšení průběhu spalování. U motorů, kde jsou ventily skloněné k ose válce pak bývá ve dnu vytvořené vybrání pro talířky ventilů, které zajišťuje prostor ve fázi překrytí ventilů (doběh pístu do horní úvratí na konci výfuku a začátku sání). Výrazně tvarované dno mívají pouze motory s přímým vstřikováním, kde vytvořený deflektor umožňuje spalování extrémně chudé směsi

2) Horní můstek: Jeho výška je určena teplotou v drážce prvního těsnícího kroužku, která musí být nižší, než je teplota karbonizace oleje. V případě vysoké teploty dna pístu je můstek vyšší a usnadňuje tak přenos teploty do okolí

3) První můstek: Je vyšší než můstek mezi druhým těsnícím a stíracím kroužkem. Jeho výška je určována tlakem spalin působících na horní a spodní stranu můstky a z nich vyplývajícím značným mechanickým zatěžováním.

4) Drážky pro těsnící kroužky: V současnosti jsou používány 2, nicméně v minulosti byly běžné 3-4.

5) Drážka pro stírací kroužek: Je vyšší než pro těsnící kroužky z důvodu konstrukce stíracích kroužků. Tato drážka může být navíc ve spodní části skosená pro akumulaci sbíraného oleje.

6) Drážka pro pojistku pístního čepu: Používá se u pístních čepů s plovoucím uložením a slouží k uložení axiálních pojistek zabráňující vysunutí čepu z původní polohy

7) Nálitek pro pístní čep: Slouží pro uložení pístního čepu. S dnem pístu může být spojený pomocí žeber nebo souvislého bloku. Z důvodu snížení hmotnosti pístu se používají

krátké pístní čepy umožňující zapuštění nálitku do obrysu pístu. Dalšího odlehčení je dosaženo odebráním části pláště pístu. Rozměry otvoru pro pístní čep jsou voleny v závislosti na použitém uložení pístu – pevné nebo plovoucí. Posunutím otvoru pro pístní čep případně celého nálitku se pak dosahuje vyosení (excentricity) pístního čepu.

8) Technologická plocha: složí k upnutí pístu při obrábění

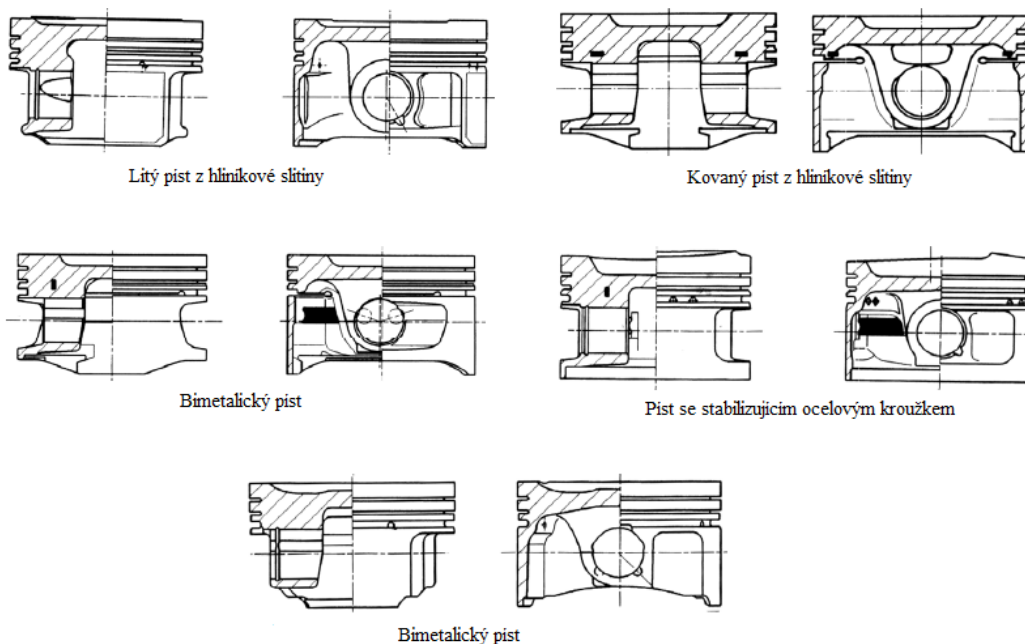
9) Drážka pro vyjmutí pojistek: slouží k zjednodušení vyjmutí drátěných axiálních pojistek pístního čepu a je frézovaná nebo litá

10) Plášť pístu: Zachycuje normálové síly klikového mechanismu a odvádí teplo. Jeho délkou lze ovlivnit klopení pístu a vliv působení sil.

11) Drážka na odvod stíraného oleje: Odvádí olej setřený stíracím kroužkem ze stěn válce do středu pístu a dále do klikového mechanismu.

### Materiály pístu

Podle způsobu výroby a použitých materiálů rozlišujeme několik základních typů pístů. Z pohledu výrobního postupu to jsou lité a kované písty. Lité písty se používají u sériových motorů, kde je jejich pevnost zcela postačující a hromadná výroba velkého množství je navíc levná. Kované písty se pak používají u velmi výkonných motorů, kde jsou na písty kladené zvýšené nároky. V sériových motorech se tak používají minimálně a jsou zpravidla využívány jako náhrada původních litých pístů při závodních přestavbách. Podle použitého materiálu rozlišujeme písty na jednokovové a bimetalické. Použití bimetalických pístů umožňuje snížení vůlí pístu ve válci studeného motoru

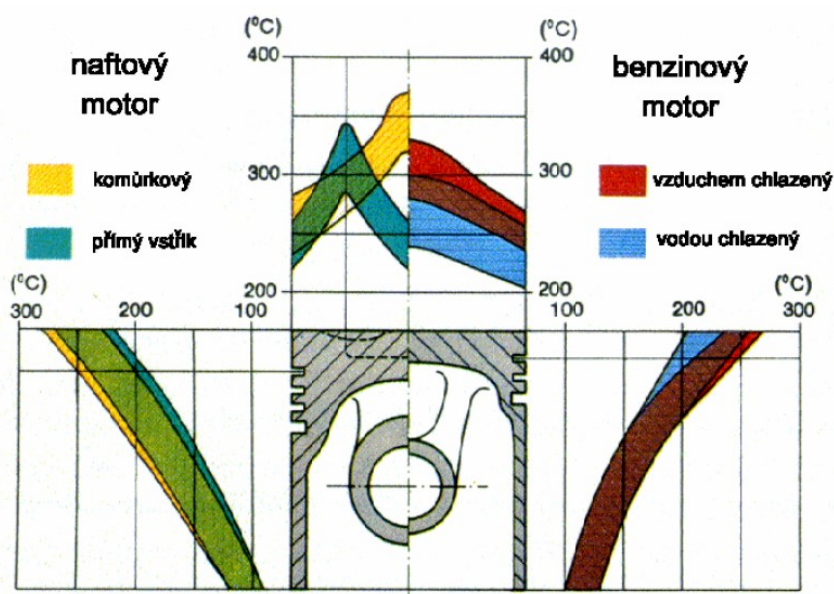


Obr. 2-2 Typy pístu [8]

Na materiál pístu je stejně jako na konstrukci kladen nárok na nízkou váhu. Dalším požadavkem je vysoká tepelná odolnost a malá tepelná roztažnost. Tyto nároky dobře splňují slitiny hliníku s křemíkem nebo mědí Al-Si a Al-Cu. Kromě primární příměsi se používá také hořčík pro zvýšení odolnosti proti korozi, mangan pro zvýšení mechanické odolnosti, dále slitiny obsahují hořčík a titan. Nejčastěji používané slitiny Al-Si obvykle obsahují 11-13 % křemíku v případě eutektických slitin a 15-25 % v případě slitin nadeutektických. Dále slitiny obsahují malé množství mědi, manganu a niklu.

### Namáhání pístu

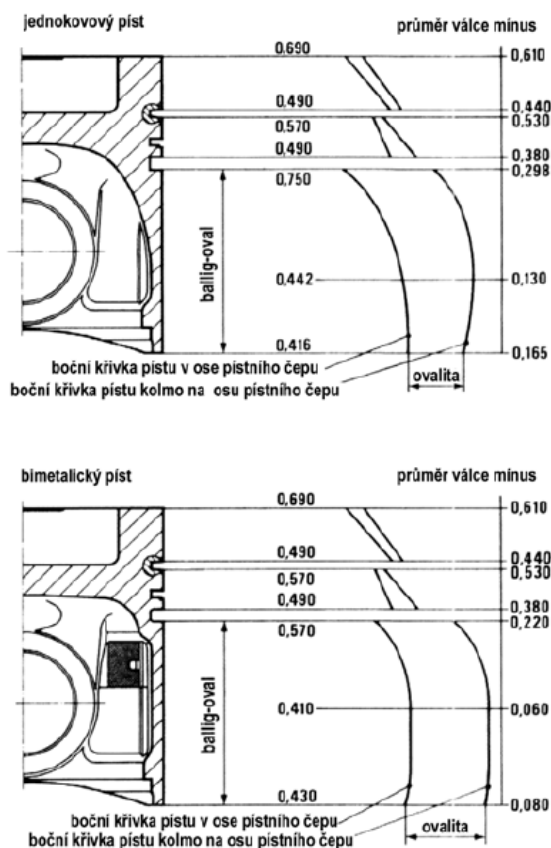
Jak je již uvedeno u úvodu kapitoly, píst je namáhán jak mechanicky, tak tepelně. Mechanické namáhání je způsobeno tlakem vznikajícím při spalování a setrvačnými silami spolu se silami přenášenými od ojnice. Tlak spalin zatěžuje především dno pístu, které tak musí být dostatečně dimenzováno i s ohledem na rostoucí teplotu při zahřátém motoru. Stěny pístu pak zatěžují normálové síly a klopení pístu.



Obr. 2-3 Tepelné namáhání pístu [9]

Tepelné namáhání pístu způsobuje zhoršení mechanických vlastností materiálu. Nejvíce působí na dno pístu, které je v přímém kontaktu se spalinami. Dále jsou výrazně tepelně zatěžovány horní můstek a přechodové hrany mezi horním můstkem a dnem pístu. Na píst kromě tepla ze spalin působí také teplo vznikající při tření pístních kroužků a pláště o stěny válce. Tímto třením vzniká až 65 % celkových třecích ztrát celého motoru. Teploty spalin se pohybují mezi 2300 až 2800 K. Vyšší teploty se vyskytují u přeplňovaných motorů. U běžných pístů bez chlazení se odvádí 40-60% tepla přes těsnící pístní kroužky, 20-30 % pláštěm pístu a pouze 10-15 % vzduchem a olejovou mlhou na povrchu pístu. Maximální

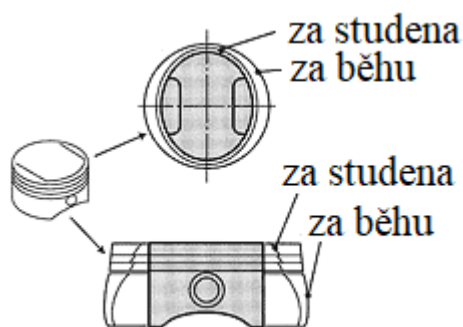
teplota povrchu litých pístů z hliníkových slitin je  $320^{\circ}$ , při vyšších teplotách dochází k výraznému snížení pevnosti materiálu. Kované písty jsou o něco odolnější. Kromě maximální teploty dna pístu je také velmi důležitá teplota v drážce pro první pístní kroužek.



Obr. 2-4 Boční křivka pístu [9]

Tato teplota nesmí překročit hranici karbonizace oleje ( $220-250^{\circ}\text{C}$ ) z důvodu zapékání pístního kroužku. Následkem je netěsnost kroužku, pronikání spalín, zvýšení teplotního zatížení celého pístu a vlivem teplotní roztažnosti zadření pístu. V případě překročení této hodnoty se tak musí buď to zvýšit horní můstek nebo zavést chlazení pístu.

Následkem rozdílného tepelného zatížení a rozložení materiálu dochází při zahřívání k změně tvaru pístu. Horní část pístu se následkem vyšších teplot roztahuje více než dolní část. Dále je výrazný rozdíl v roztažnosti oblasti nálitku pístního čepu, kde se více roztahuje ve směru osy pístního čepu. Z těchto důvodů je píst konstruován jako oválný s boční křivkou a kruhový tvar získá až po prohřátí na provozní teplotu. Tento fakt způsobuje zvýšení vůle mezi pístem a válcem u studeného motoru. Částečně

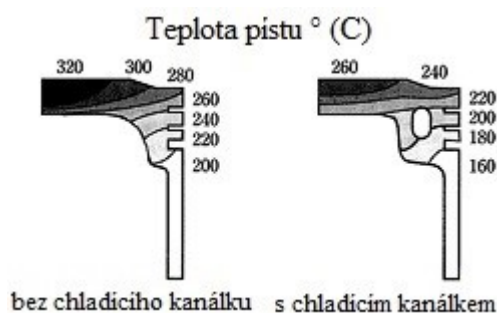


Obr. 2-5 Ovalnost pístu [11]

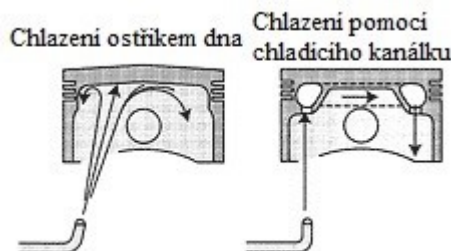
problém řeší bimetalické písty, které mohou být konstruovány s menší vůlí v studeném stavu. Boční křivka pístu má nejmenší průměr v oblasti dna a horního můstku a směrem dolů se rozšiřuje s klesající teplotou povrchu pístu. Eliptický tvar průřezu pístu má svou kratší osu umístěnou v ose pístního čepu. To je dáno vyšší koncentrací materiálu než kolmém směru.

### Chlazení pístu

V případech, kdy teplota v drážce prvního pístního kroužku překročí teplotu karbonizace oleje je nutno ji snížit. Pokud již není již možno zvětšit výšku horního můstku je nutno zavést chlazení pístu. S tímto problémem se potýkají především přeplňované motory. U méně zatížených motoru je dostatečný ostřík dna pístu. Více zatěžované motory pak mají v hlavě pístu vytvořené chladicí kanály zajišťující požadované ochlazení. Tento způsob klade vysoké nároky na přesnost výroby, jelikož vyosení trysky mimo chladicí kanál způsobí nedostatečné chlazení



Obr. 2-6 Teplota pístu [11]



Obr. 2-7 Chlazení pístu [11]

Tabulka 2-1 Chlazení pístu [8]

	Bez chlazení	Ostřík dna	Chladicí kanál
<i>Olej</i>	-	45 %	68 %
<i>Kroužky</i>	60 %	41 %	18 %
<i>Vzduch a olej v klikové skříni</i>	25 %	8 %	8 %
<i>Plášť pístu</i>	15 %	6 %	6 %

### 2.1.2 Pístní kroužky

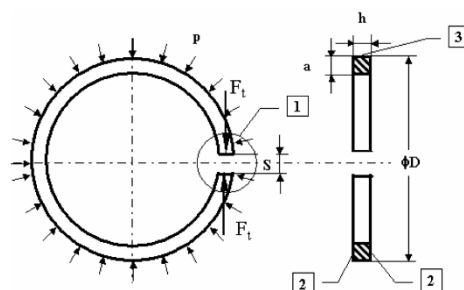
Pístní kroužky mají tři základní funkce: utěsňují spalovací prostor, odvádí teplo z pístu na válec a řídí vrstvu oleje na povrchu stěny válce. O první dvě funkce se starají těsnící kroužky, vrstvu oleje řídí stírací kroužky. Pístní kroužky jsou zatěžovány tlakem plynů, setrvačnými, normálovými silami a třením o stěnu válce. Jelikož je zatížení proměnné, je nutné kroužky

dostatečně dimenzovat a zajistit tak dlouhou životnost celého pístu. Nejčastěji se vyrábí z litiny nebo oceli.

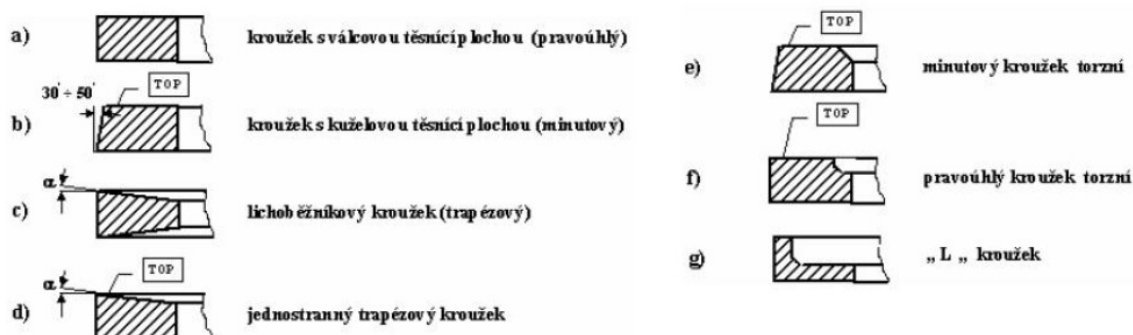
### 2.1.3 Těsnící kroužky

Těsnící pístní kroužky mají jako hlavní funkci zamezení pronikání spalin kolem pístu do klikového mechanismu. Základní prvky těsnících kroužků jsou: 1) zámek kroužku, 2) boční dosedací plocha kroužku, 3) hlavní těsnící plocha.

Vyrábějí se v různých tvarech, konkrétní provedení se volí podle zatížení a požadované funkce. Některé typy kroužků totiž dokáží díky své konstrukci drtit karbonové usazeniny. Při montáži tvarovaných kroužků je nutno dbát na správnou orientaci. Z tohoto důvodu jsou kroužky na horní straně označeny nápisem „TOP“. Špatná orientace způsobuje netěsnost a zvýšenou spotřebu oleje.



Obr. 2-8 Těsnící kroužek [9]



Obr. 2-9 Typy těsnících kroužků [9]

### 2.1.4 Stírací kroužky

Stírací kroužky řídí výšku olejové vrstvy mezi povrchem pístu a válcem. Cílem je, aby styková plocha byla dostatečně mazána a zároveň spotřeba oleje co nejnížší. Na základě konstrukce je můžeme rozdělit do tří skupin:

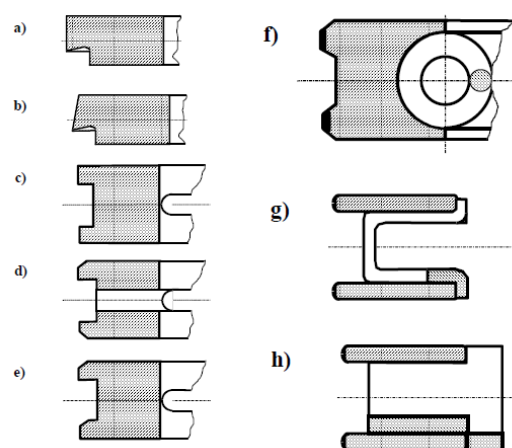
- Litinové kroužky využívající pro přítlak vlastní pružnost (obr. 2-10 a, ..., e)
- Litinové a ocelové kroužky využívající pro zvýšení přítlaku expandér (obr. 2-10 f)
- Ocelové skládané kroužky (obr. 2-10 g, h)

Dalším způsobem rozdělení je podle stírací plochy:



Stírací kroužky s pracovní plochou osazenou (a, b): Jedná se o válcový nebo minutový kroužek s osazením s břitem pro zvýšení stíracího efektu. Konstrukcí vychází z těsnících kroužků. Zachycený olej se shromažďuje ve vybrání kroužku

Stírací kroužky s výřezy (c, d, e): V kontaktu se stíranou plochou jsou zde pouze dva břity. Oproti předchozí konstrukci mají kroužky velký stírací efekt. Zachycený olej je odváděn skrz drážky a vrtané otvory v pístu do klikové skříně.



Obr. 2-10 Typy stíracích kroužků [8]

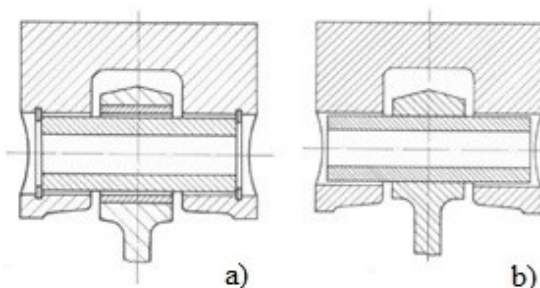
Stírací kroužky s výřezy a expandérem (f): U těchto kroužků je stírací efekt zvýšen použitím šroubového pera. Z důvodu vysokých hodnot měrného tlaku jsou pokryty vrstvou tvrdochromu.

Stírací kroužek skládaný (g, h): Tento kroužek je tvořen dvěma ocelovými lamelami s pružinou mezi nimi. Stírací plochy jsou stejně jako u kroužků s expandérem pokryty tvrdochromem. Výhodou těchto kroužků je, že jsou velmi nízké a lehké.

### 2.1.5 Pístní čep

Pístní čep zajišťuje spojení pístu s ojnicí. Přenáší při tom síly od tlaku spalín a setrvačných hmotností pístu a pístních kroužků. V důsledku proměnlivého působení těchto sil je zatěžován únavově. Změnou jeho pozice v pístu lze docílit vyosení klikového mechanismu. Materiálem jsou cementační oceli tříd 12, 14, 15, 16. Nejpoužívanější jsou pístní čepy s průběžným válcovým otvorem. V případech, kdy je požadováno odlehčení čepu může být otvor navíc opatřen kuželovým skosením. Podle způsobu uložení rozlišujeme plovoucí a pevné pístní čepy.

Plovoucí pístní čep (obr. 2-11 a) je volně uložen v oku ojnice i nálitku pístního čepu. V tomto případě musí být píst zajištěn proti axiálnímu pohybu pojistnými kroužky. Tento způsob uložení umožňuje rovnoměrné opotřebovávání čepu a tím i prodlužuje jeho životnost. Vůle čepu je



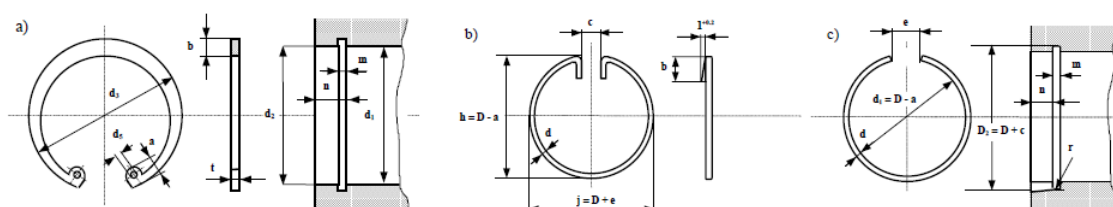
Obr. 2-11 Typy uložení pístního čepu



volena tak, aby suvného uložení dosáhl až po překročení teploty  $110^{\circ}$ . Tímto je snížena hlučnost při studeném motoru. Jedná se o používanější řešení uložení.

Pevně uložený čep (obr. 2-11 b) je nalisován do oka ojnice. Není zde potřeba požívat pojistky a současně je možné použít díky snížení ovalizace čep o menším průměru. Nevýhodou je složitější montáž ve srovnání s plovoucím uložení.

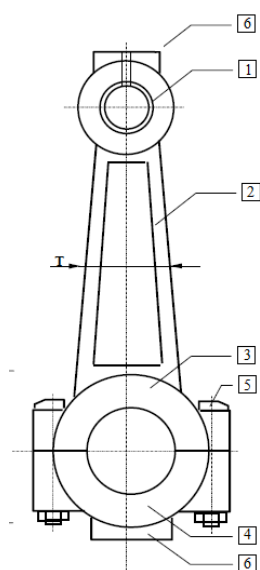
Axiální zajištění plovoucích pístních čepů je zajištěno pomocí kroužkových pojistek. U velkých průměrů se používají pojistky ČSN 022913 obr 2-12 a). Nevýhodou těchto pojistek jsou ostré hrany, které vyvolávají u malých průměrů únavové trhlinky. Z tohoto důvodu se u čepů s malými průměry používají drátěné pojistky ČSN 022928 obr 2-12 b) a častěji používané ČSN 022925 obr 2-12 c).



Obr. 2-12 Pojistky pístního čepu [8]

## 2.2 Ojnice

Ojnice zajišťují spojení mezi pístem a klikovou hřídelí. Je zatěžována tlakem i tahem. Vzhledem k časové proměnnosti zatížení je namáhána únavově. U ojnice je důležitá vysoká mechanická odolnost, jelikož případné selhání má fatální následky. U čtyřdobých spalovacích motorů se vyrábí s dělenou hlavou z důvodu montáže u většinově používaných nedělených klikových hřídelí. Ojnice se vyrábějí kováním v zápustce, nejčastěji z ocelí tříd 11-15. V případě zatěžovaných přeplňovaných motorů se používá i ocel třídy 16. Dalším možným materiálem je titan, který, se avšak díky vysoké ceně používá pouze u některých závodních motorů.



### 2.2.1 Konstrukce ojnice

Oko pro pístní čep (1)

Dřík ojnice (2)

Hlava ojnice (3)

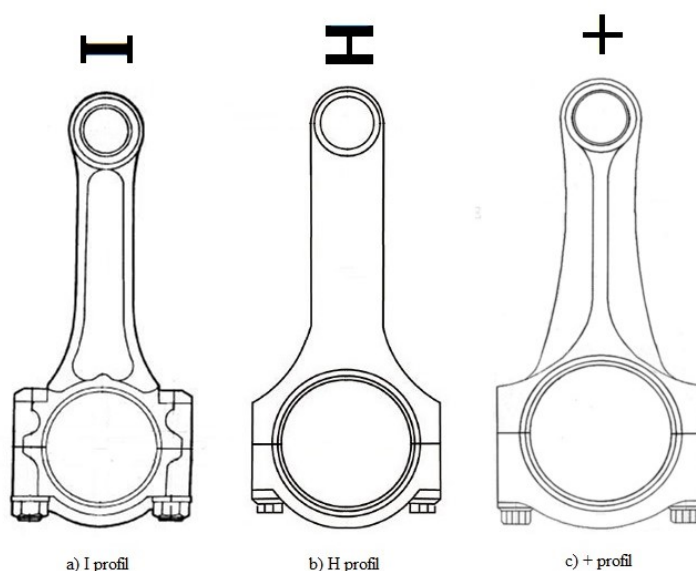
Víko ojnice (4)

Ojniční šroub (5)

Vyvyžovací nákovek (6)

Uložení pístního čepu v oku ojnice může být vytvořeno dvěma způsoby. U plovoucích pístních čepů je tvořeno zalisovaným bronzovým pouzdrem. Následně je po vyvrtání mazacího otvoru, případně zajištění proti pootočení vysoustružen vnitřní průměr ložiska. Další možné řešení je zalisování tenkostěnné ocelové pánve

s výstelkou z olověného bronzu do vysoustruženého otvoru oka ojnice. Skrz mazací otvor je pak olej rozváděn drážkami po celém ložisku. V případě pevného pístního čepu se čep do oka ojnice nalisuje. U zatížených přeplňovaných motorů se používají ojnice s lichoběžníkovým tvarem příčného průřezu oka. Výhodou je velká styková plocha při přenášení sil od spalovacího procesu. Menší setvačné síly pak působí na menší plochu oka. Zároveň se tak vyrovnává mazací vrstva oleje mezi ložiskem a čepem.



Obr. 2-14 Typy ojníc

Dřík ojnice je jednou z nejnámáhanějších částí ojnice. Nejčastěji je tvaru I, který zajišťuje dostatečnou pevnost a zároveň snadnou výrobu. U velmi výkonných motorů se pak používají dříky ve tvaru H nebo s křížovým profilem +.

Tvar dříku je určován z pohledu osy kyvu ojnice. Z důvodu únavového namáhání je nutné zajistit hladké přechody mezi ojničním okem, dříkem a hlavou ojnice. Důležitá je také kontrola povrchu na výskyt trhlin, které by mohly způsobit selhání ojnice.

Hlava ojnice zajišťuje spojení ojnice s klikovou hřídelí. Hlava je vyráběna z důvodu používání jednodílných klikových hřídelí jako dělená. Dělicí rovina bývá u čepů do průměru  $0,65D$  kolmá na osu ojnice. Vyplývá to z požadavku na umožnění demontáže ojnice a pístu vývrtem válce bez demontáže motoru z vozidla. Při velkých průměrech avšak vychází takto řešená hlava jako příliš široká. Dělicí rovina se proto v takových případech volí k ose ojnice natočená pod úhlem  $30^\circ$ ,  $45^\circ$  nebo  $60^\circ$ . Nevýhodou tohoto řešení je nárůst hmotnosti hlavy z důvodu nutnosti zachycení působících sil a nepříznivého rozložení napětí.

Víko ojnice je připevněno k hlavě ojnice ojničními šrouby. Poloha víka vůči hlavě je zajištěna buďto středící válcovou plochou šroubu nebo kolíky. Správnost orientace víka při montáži na hlavu ojnice je možno zajistit dvěma způsoby. U ojnic, kde je dělicí rovina vytvořená řezem, je víko i hlava na jedné straně označena stejným číslem. V případě využití moderního způsobu výroby řízeným lomem problém s orientací odpadá. Výhodou je nejen znemožnění chybné montáže ale také levnější výroba. Všechny obrobené plochy jsou v tomto případě vytvořeny již před roztržením, lom tedy musí být křehký a bez jakýchkoliv plastických deformací. Jako kluzné ložisko mezi hlavou a klikovou hřídelí slouží ložisková pánev. Proti pohybu je zajištěna dvěma polohovacími drážkami a celkovým přesahem vnějšího průměru vůči vývrtnu v ojnici.

Ojniční šrouby spojují víko a hlavu ojnice. Vyrábějí se z vysoce legované zušlechtnuté oceli třídy 13 nebo 15. Hlavní zatížení způsobují setrvačné síly pístní skupiny a ojnice.

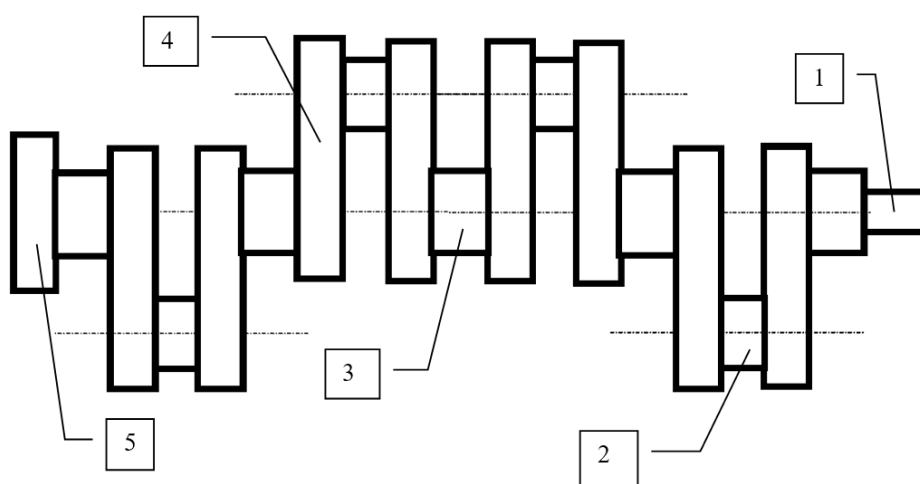
Některé ojnice také disponují vyvažovacími nákovky. Ty umožňují ubroušením upravit vyvážení ojnice a dosáhnout stejné posuvné i rotační hmotnosti.

## 2.3 Kliková hřídel

Kliková hřídel spolu s ojnicí mění vratný přímočarý pohyb pístu na rotační. Svou konstrukcí pomocí protizávaží také částečně vyvažuje setrvačné síly rotačních a posuvných hmot. Dále je také využívána k rozvodu oleje k ojničním ložiskům. Působí na ní jak síly tlaků plynů na píst, tak i setrvačné síly. Proměnné působení jak z časového hlediska, tak i směru působení

pak způsobuje pružné kmity, které ji namáhají na ohyb, krut, tah i tlak. Kliková hřídel tak musí svou konstrukcí odolávat rozdílným druhům namáhání, a to vše při cyklické zátěži.

V závislosti na počtu válců motoru a jejich uspořádání (řadový, vidlicový, ...) se pak liší rozložení ramen a vývažků. Kliková hřídel je vyvažována staticky i dynamicky. Nejčastějšími způsoby výroby jsou kování a lití. Používanými materiály jsou ocele 12050, 15131, 16342, 16720 případně u zatěžovaných motorů legované ocele 14240, 15260. V celé délce hřídele jsou navrtány kanálky rozvádějící olej k hlavním a ojnicním ložiskům.



Obr. 2-15 Kliková hřídel [8]

1) Volný konec klikové hřídele: Slouží k montáži pohonu olejové pumpy, kola náhonu rozvodového mechanismu a řemenice náhonu pomocných zařízení (vodní čerpadlo, alternátor a další). Součástí může být také tlumič torzních kmitů zabudovaný do řemenice náhonu pomocných zařízení.

2) Ojnicní čepy: Spojují klikovou hřídel s ojnicí. Na ojnicní čepy je přes ojnici přenášena síla tlaku plynů působících na píst. Upravovány jsou kalením na tvrdost 55-60 HRC. Podle typu motoru je na každý čep napojena jedna nebo dvě ojnice.

3) Hlavní čepy: Zajišťují uložení klikové hřídele v klikové skříni. Zatímco u víceválcových a zatěžovaných motorů se délka hlavních čepů může lišit, u málo zatěžovaných zážehových motorů se používají čepy o stejné délce. Výhodou je možnost použití stejných pánví pro všechna ložiska. U moderních čtyřválcových motorů je kliková hřídel uložena na pěti čepech, u starších motorů to byly jen tři a v některých případech dokonce byla hřídel uložena pouze na dvou. Důvodem byla levnější výroba a nižší zátěž tehdejších motorů. Hlavní čep se tedy u moderních motorů nachází před a za každým zalomením klikové hřídele.

Jejich průměr se volí dle zkušenosti, avšak zpravidla platí, že víceválcové motory mají čepy o větším průměru. Pevnost hřídele také zvyšuje používání kratších čepů.

4) Rameno klikové hřídele: Propojení ojnicích a hlavních čepů. V případech, kdy jsou ramena krátká, dochází k překrytí ojnicích a hlavních čepů. Tímto je zvýšena tuhost klikové hřídele. V případě potřeby se na ramena naproti ojnicího čepu umísťují protizávaží. Protizávaží pomáhají snížit zatížení ložisek hlavních čepů od setrvačných sil. Nevýhodou je nárůst hmotnosti, kdy váha protizávaží může dosahovat 70-80% celkové rotující hmotnosti.

5) Náhonový konec klikové hřídele: Slouží k připojení klikové hřídele na setrvačnick. Hřídele pro vysokootáčkové motory se v případě potřeby vyvažují i s namontovaným setrvačnickem.

### 3. Teoretický rozbor řešené problematiky

V této kapitole je popsán spalovací motor využitý pro výchozí hodnoty této práce, metoda určení tlaku ve válci motoru pomocí vysokotlaké indikace a z teoretického pohledu je rozebrána kinematická a dynamická analýza klikového mechanismu. Jak je uvedeno v předchozí kapitole, klikový mechanismus se skládá z pístní skupiny, ojnice a klikové hřídele a jeho cílem je převod posuvného pohybu na rotační. Jeho kinematikou se rozumí dráha, rychlost a zrychlení pístu, dynamikou pak síly působící na píst. První část se věnuje standartnímu klikovému mechanismu, druhá pak mechanismu s vyoseným pístním čepem.

#### 3.1 Měření spalovací motor

Motorem, který se stal základem pro výpočty je motor 2.0 Tdi 110kw EA288. Jedná se o vznětový, kapalinou chlazený řadový motor, přepřňovaný turbodmychadlem s nastavitelnou geometrií lopatek, s rozvodem DOHC. Motory řady EA288 vychází z předchozí řady EA189, se kterými sdílí objem, vrtání a zdvih. Řada motorů EA288 se také nazývá MDB (Modular Diesel System), jelikož je základem pro diesellové motory rozličných objemů a výkonů. Blok motoru je vyráběn z litiny, hlava motoru ze slitiny hliníku. Rozvod jsou poháněny řemenem. Chladicí okruh je rozdělen do tří částí, přičemž je optimalizovaný pro rychlé zahřátí motoru na provozní teplotu při studeném startu.



Obr. 3-1 Motor 2.0 Tdi EA288 [13]

Tabulka 3-1 Technické údaje motoru 2.0 Tdi 110kw [13]

## Technické údaje

<i>Kód motoru:</i>	CRBC
<i>Rozložení/počet válců</i>	řadový/4
<i>Objem [Cm<sup>3</sup>]</i>	1968
<i>Vrtání/Zdvih [mm]</i>	81,0/95,5
<i>Rozvod/počet ventilů</i>	DOHC/16
<i>Maximální výkon [kW]</i>	110
<i>Při otáčkách [min<sup>-1</sup>]</i>	3500-4000
<i>Točivý moment [Nm]</i>	320
<i>Při otáčkách [min<sup>-1</sup>]</i>	1750-3000
<i>Kompresní poměr [-]</i>	16,2/1
<i>Přeplňování</i>	Turbodmychadlo
<i>Řídicí systém</i>	Bosch EDC 17
<i>Příprava paliva</i>	přímé vstřikování common rail
<i>Vstřikovací tlak [Bar]</i>	1800
<i>Palivo</i>	Motorová nafta

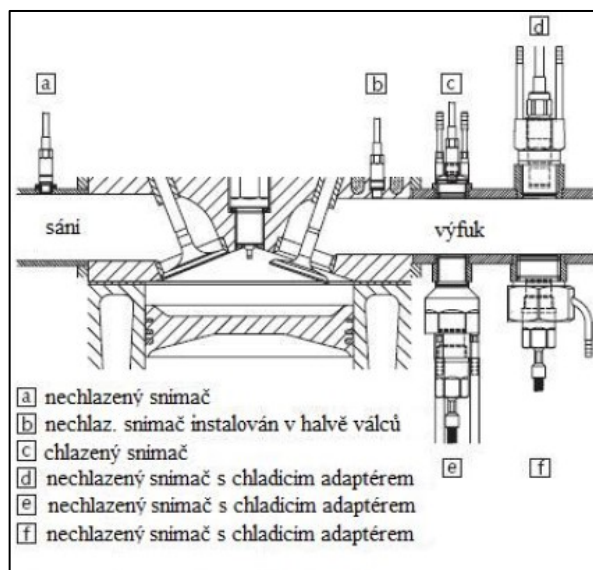
### 3.2 Způsob měření tlaku ve válci spalovacího motoru

Základem pro výpočty v této práci představují výsledky z měření vysokotlaké indikace. Vysokotlakou indikací se rozumí měření tlaku v závislosti na natočení klikové hřídele. Proces spalování ve válci motoru lze sledovat podle změn stavu náplně. Přívod tepla, hoření směsi a následný rostoucí tlak pak lze zaznamenat pomocí moderní techniky. K tomu v případě metody vysokotlaké indikace slouží snímače pracující s piezoelektrickým jevem. Jeho principem je, že uvnitř některých polykrytalických dielektrik vzniká vlivem působení síly (mechanická deformace piezoelementu) elektrická polarizace. V důsledku této změny se na povrchu tvoří zdánlivé náboje, které mohou na přiložených elektrodách vázat nebo uvolňovat náboje skutečné. V měřicí technice se pro měření tlaků nejčastěji využívá křemen (SiO<sub>2</sub>), který má pro daný účel velmi dobré vlastnosti.

Metoda vysokotlaké indikace je vhodná jak pro zážehové motory, tak i motory vznětové (případ této práce). Způsob možného zapojení snímačů je popsán na obrázku 3-1. Snímače dělíme na chlazené a bez chlazení, chlazené pracují při teplotách nad 240°C,



nechlazené při teplotách 140-240°C. Další parametr, který je nutno měřit, je úhel natočení klikové hřídele.



Obr. 3-2 Typy snímačů a jejich zapojení [12]

Měření motoru probíhá na brzdovém stanovišti. Před provedením měření je nutno motor zahřát na provozní teplotu. Přímé získané hodnoty jsou: poloha a hodnota maxima spalovacího tlaku, poloha a hodnota maxima nárůstu tlaku. Nepřímé měřenými hodnotami pak jsou: střední indikovaný tlak, průběh spalování, přeměna energie. Zatímco přímé získané hodnoty vychází přímo z měřených dat, nepřímé měřené hodnoty získáváme dalšími výpočty. Je tedy nutné mít přesné výsledky přímo získaných hodnot, jelikož případná chyba měření ovlivní také nepřímé měřené hodnoty. Graf na obrázku 3-3 ukazuje průběh tlaku ve válci na základě hodnot získaných vysokotlakou indikací.

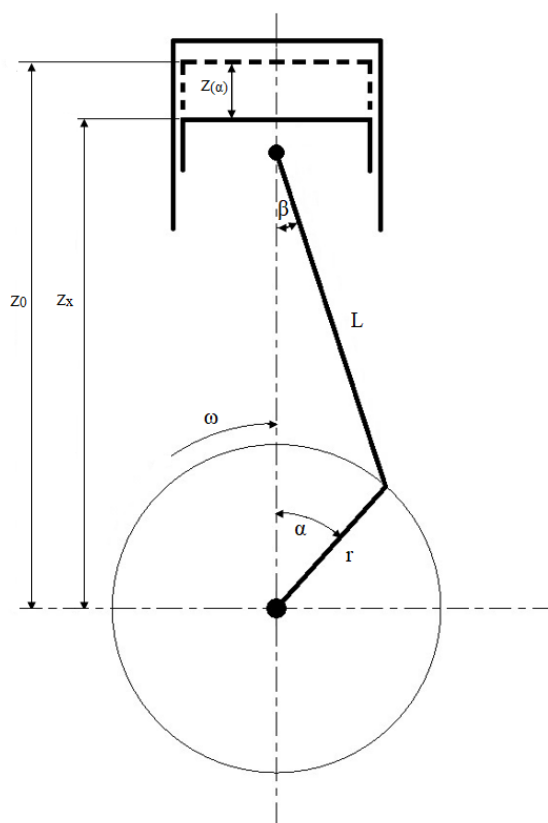


Obr. 3-3 Průběh tlaku ve válci

### 3.3 Standartní klikový mechanismus

Jedná se o klikový mechanismus bez vyosení pístního čepu, ve kterém je osa klikové hřídele, pístu a pístního čepu v jedné rovině. Jedná se o klasickou verzi klikového mechanismu, nicméně dnes je již častěji používaná varianta s vyosením klikového mechanismu.

#### 3.3.1 Kinematika klikového mechanismu



Obr. 3-4 Schéma klikového mechanismu

#### *Dráha pístu*

Dráha pístu  $z_x$  je dána vzdáleností bodu x od osy klikové hřídele. Závisí na poloměru klikové hřídele  $r$ , délce ojnice  $L$  a úhlech  $\alpha$  a  $\beta$  které svírají s osou klikového mechanismu.

$$z_x = L \cdot \cos\beta + r \cdot \cos\alpha \quad 2.1$$

Krajní polohy pístu:

$$HÚ = z_0 = L + r \quad 2.2$$

$$DÚ = L - r \quad 2.3$$

Jelikož je pro nás snazší počítat pouze s úhlem natočení klikové hřídele který můžeme snadno změřit, úhel  $\beta$  upravamy z rovnice vyloučíme.

$$z_{\alpha} = L + r - (L \cdot \cos\beta + r \cdot \cos\alpha) \quad 2.4$$

$$z_{\alpha} = L + r - L \cdot \cos\beta - r \cdot \cos\alpha \quad 2.5$$

$$L \cdot \sin\beta = r \cdot \sin\alpha \Rightarrow \sin\beta = \frac{r}{L} \cdot \sin\alpha \quad 2.6$$

Ze základních trigonometrických vzorců víme, že můžeme provést následující úpravu:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} \quad 2.7$$

Provedeme úpravu dosazením ze vztahu 2.6

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha} \quad 2.8$$

Vyjádřený vztah pro  $\cos\beta$  dosadíme do 2.5

$$z_{\alpha} = L + r - L \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha} - r \cdot \cos\alpha \quad 2.9$$

$$z_{\alpha} = r - \left( \frac{L}{r} + 1 - \frac{L}{r} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha} - r \cdot \cos\alpha \right) \quad 2.10$$

Zavedeme koeficient pro klikový poměr  $\lambda$ , pro běžné motory je jeho hodnota v rozmezí 0,2 - 0,4.

$$\lambda = \frac{r}{L} \quad (0,2 - 0,4); r = \frac{z_0}{2} \quad 2.11$$

$$z_{\alpha} = r \cdot \left[ (1 - \cos\alpha) + \frac{L}{r} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \left(\frac{r}{L}\right)^2 \sin^2\alpha} \right) \right] \quad 2.12$$

$$z_{\alpha} = r \cdot \left[ (1 - \cos\alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left( 1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\alpha} \right) \right] \quad 2.13$$

Člen pod odmocninou upravíme pomocí binomické věty a rozvineme v nekonečnou řadu. Jelikož již třetí člen tvoří velmi malé číslo, můžeme jej bez výrazného vlivu na výsledek zanedbat a získáme tak zjednodušenou rovnici dráhy pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele.

$$\sqrt{1 - (\lambda)^2 \sin^2\alpha} = 1 - \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2\alpha + \frac{1}{8} \lambda^4 \sin^4\alpha - \frac{1}{16} \lambda^6 \sin^6\alpha \dots \quad 2.14$$

Provedeme dosazení do 2.13

$$z_{\alpha} = r \cdot \left[ (1 - \cos\alpha) + \frac{1}{\lambda} \cdot \left( 1 - 1 + \frac{1}{2} \lambda^2 \sin^2\alpha \right) \right] \quad 2.15$$

Konečnou úpravou získáme finální vztah pro výpočet dráhy pístu v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele  $\alpha$ .

$$z_{\alpha} = r \cdot \left( 1 - \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2\alpha \right) \quad 2.16$$

### **Rychlost pístu**

Rychlost pístu vypočteme jako derivaci rovnice dráhy podle času. Při krajních polohách pístu (horní a dolní úvrať) je rychlost pístu nulová.

$$v_p = r \cdot \omega \cdot \left( \sin\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha \right) \quad 2.17$$

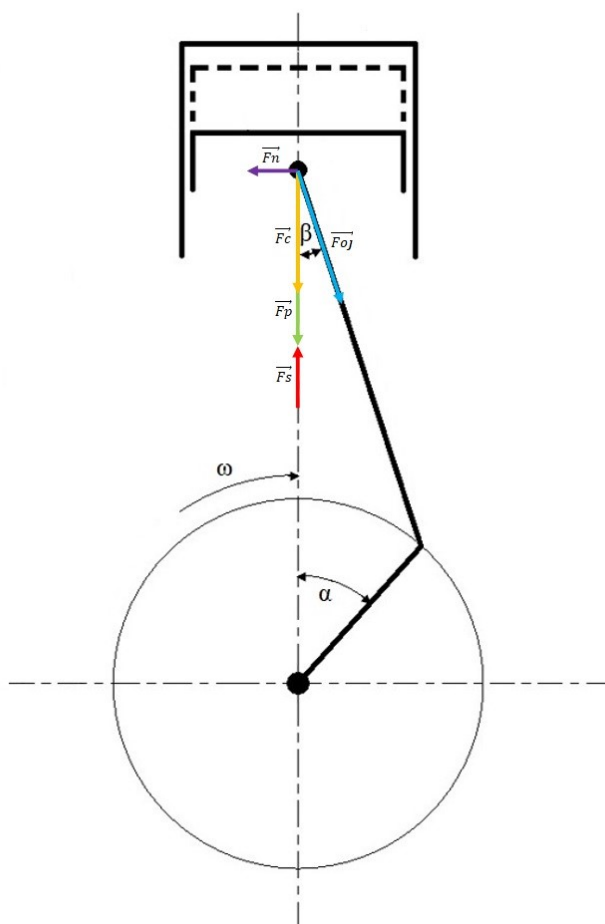
### **Zrychlení pístu**

Zrychlení pístu vypočteme pomocí druhé derivace rovnice dráhy podle času, případně první derivace rovnice rychlosti podle času.

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad 2.18$$

### 3.3.2 Dynamika klikového mechanismu

Primární síly: tlak plynů během spalování  
 Sekundární síly: od pohybu částí klikového mechanismu  
 posuvné setrvační  
 rotační síly



Obr. 3-5 Schéma rozložení sil v klikovém mechanismu

Při výpočtech sil působících na píst vycházíme z toho, že úhel výkyvu  $\beta$  lze určit pomocí úhlu  $\alpha$  jako:  $\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha)$

#### Primární síla

Primární síla je určena tlakem plynů v spalovacím prostoru a plochou dna pístu.

$$F_p = p \cdot S = p_i \cdot \frac{\pi D^2}{4} \quad 3.1.$$

#### Sekundární síla

Sekundární síla je způsobena setrvačností pístní skupiny a části ojnice která koná posuvný pohyb. Její velikost závisí kromě hmotnosti částí konajících posuvný pohyb také na velikosti zrychlení. Působí ve směru opačném vůči primární síle.

To se projeví záporným znaménkem ve vztahu pro její výpočet. Jelikož způsobuje snížení celkové síly, je snahou její snižování pomocí odlehčené konstrukce pístní skupiny a ojnice.

$$F_s = -m_{pos} \cdot a_p \quad 3.2.$$

$$F_s = -m_{pos} \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad 3.3.$$

### Celková síla

Celková síla je dána součtem primární a sekundární síly. Její velikost přímo ovlivňuje velikost normálové síly a síly působící na ojnici.

$$F_c = F_s + F_p \quad 3.4.$$

### Ojniční síla

Ojniční síla je celková síla přenášená na ojnici.

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\cos\beta} \quad 3.5.$$

$$F_{oj} = \frac{F_c}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}} \quad 3.6.$$

### Normálová síla

Normálová síla je celková síla působící v radiálním směru.

$$F_N = F_c \cdot \tan\beta \quad 3.7.$$

$$F_N = F_c \cdot \frac{\sin\beta}{\cos\beta} \quad 3.8.$$

$$F_N = F_c \frac{\lambda \cdot \sin\alpha}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2\alpha}} \quad 3.9.$$

### Ztrátový výkon

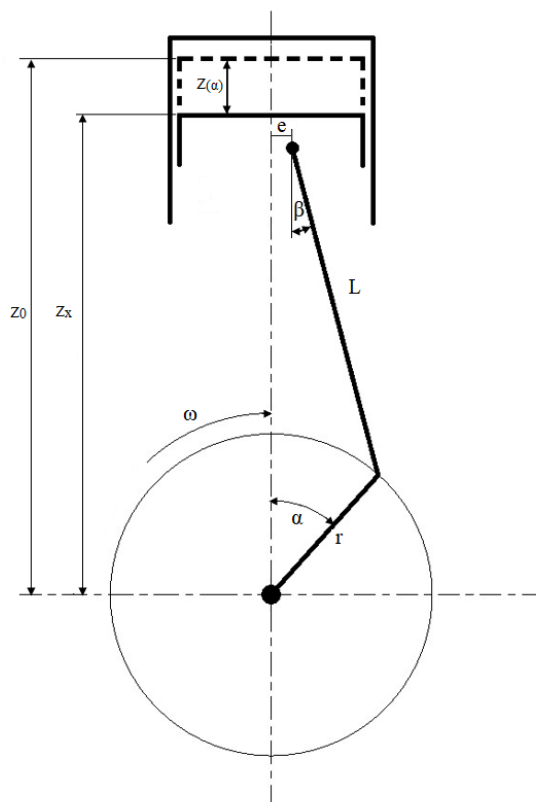
Ztrátový výkon je následek normálové síly, která způsobuje tření mezi stěnou pístu a válce. Jelikož se tímto snižuje celková účinnost motoru, je snahou jeho snižování. Snižít ztrátový výkon je možné například snížením normálové síly. Tohoto lze dosáhnout pomocí vyosením pístního čepu, což je také námět této práce.

$$P_{ztr} = F_N \cdot v_{stř} \cdot f \quad 3.10.$$

### 3.4 Vyosený klikový mechanismus

Jedná se o klikový mechanismus s vyosením pístního čepu, ve kterém je osa klikové hřídel mimo osu pístu a pístního čepu. Výhodou je snížení normálové síly působící na stěnu pístu a válce, čímž dochází ke snížení tření a tím také poklesu ztrátového výkonu. Dále dochází k omezení klopení pístu ve válci, čímž klesá opotřebení a hlučnost.

#### 3.4.1 Kinematika vyoseného klikového mechanismu



Obr. 3-6 Schéma vyoseného klikového mechanismu

#### Dráha pístu

Dráha pístu ve vyoseném klikovém mechanismu se z důvodu vyosení liší od standardního mechanismu. Lze ji určit odvozením z následujících rovnic, kde se kromě klikového poměru  $\lambda$  vyskytuje také, což je poměr vyosení.

$$HÚ = z_0 = \sqrt{(L + r)^2 - e^2} \quad 3.11.$$

$$DÚ = \sqrt{(L - r)^2 - e^2} \quad 3.12.$$

Zdvih  $Z_0$  určíme jako rozdíl vzdáleností mezi krajními polohami pístu.

$$z_0 = \sqrt{(l + r)^2 - e^2} - \sqrt{(l - r)^2 - e^2} \quad 3.13.$$



Poté základní kinematickou rovnici pro okamžitou hodnotu zdvihu v závislosti na natočení klikového mechanismu (okamžitá dráha pístu) můžeme napsat jako:

$$z_0 = z_0 - z_x = \sqrt{(l+r)^2 - e^2} - (r \cdot \cos\alpha + l \cdot \cos\beta) \quad 3.14.$$

Nyní obdobně jako při odvození vztahu pro standartní klikový mechanismus zavedeme koeficient  $\lambda_e$ , který zde představuje poměr vyosení pístního čepu.

$$\lambda_e = \frac{e}{l} \quad 3.15.$$

Vztah pro vyjádření kosinu úhlu  $\beta$  pomocí úhlu  $\alpha$  pak můžeme napsat jako:

$$\cos\beta = \sqrt{1 - (\lambda \cdot \sin\alpha - \lambda_e)^2} \quad 3.16.$$

Znaménko před koeficientem  $\lambda_e$  značí, ve kterém směru od osy válce je pístní čep vyosený. Dosazením rovnice 2.16 do rovnice 2.14 a provedením uprav a zjednodušení získáme konečnou rovnici pro výpočet dráhy pístu v klikovém mechanismu s vyoseným pístním čepem.

$$z_x = \sqrt{(L+r)^2 - e^2} - r \cdot \left[ \cos\alpha + \frac{1}{\lambda} \cdot \sqrt{1 - (\lambda \cdot \sin\alpha - \lambda_e)^2} \right] \quad 3.17.$$

### Rychlost pístu

Rychlost pístu vypočteme jako derivaci rovnice dráhy podle času.

$$v_p = r \cdot \omega \cdot (\sin\alpha - \lambda_e \cdot \cos\alpha + \frac{\lambda}{2} \cdot \sin 2\alpha) \quad 3.18.$$

### Zrychlení pístu

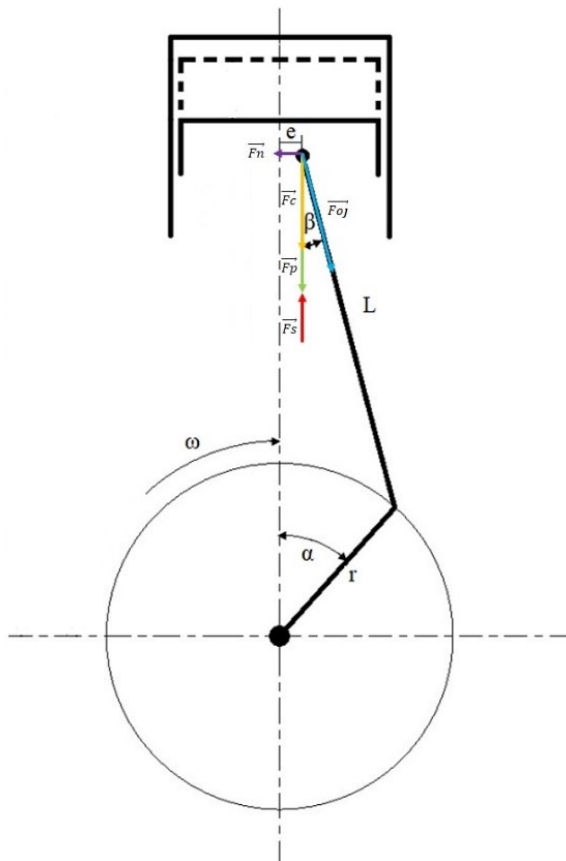
Zrychlení pístu vypočteme pomocí druhé derivace rovnice dráhy podle času, případně první derivace rovnice rychlosti podle času.

$$a_p = r \cdot \omega^2 \cdot (\cos\alpha + \lambda_e \cdot \sin\alpha + \lambda \cdot \cos 2\alpha) \quad 3.19.$$

### 3.4.2 Dynamika klikového mechanismu

Výpočet sil ve vyoseném klikovém mechanismu vychází z výpočtu klasického klikového mechanismu. Rozdílem je zde zohlednění změny úhlu  $\beta$ , přičemž platí že:

$$\beta = \arcsin(\lambda \cdot \sin \alpha - \lambda_e)$$



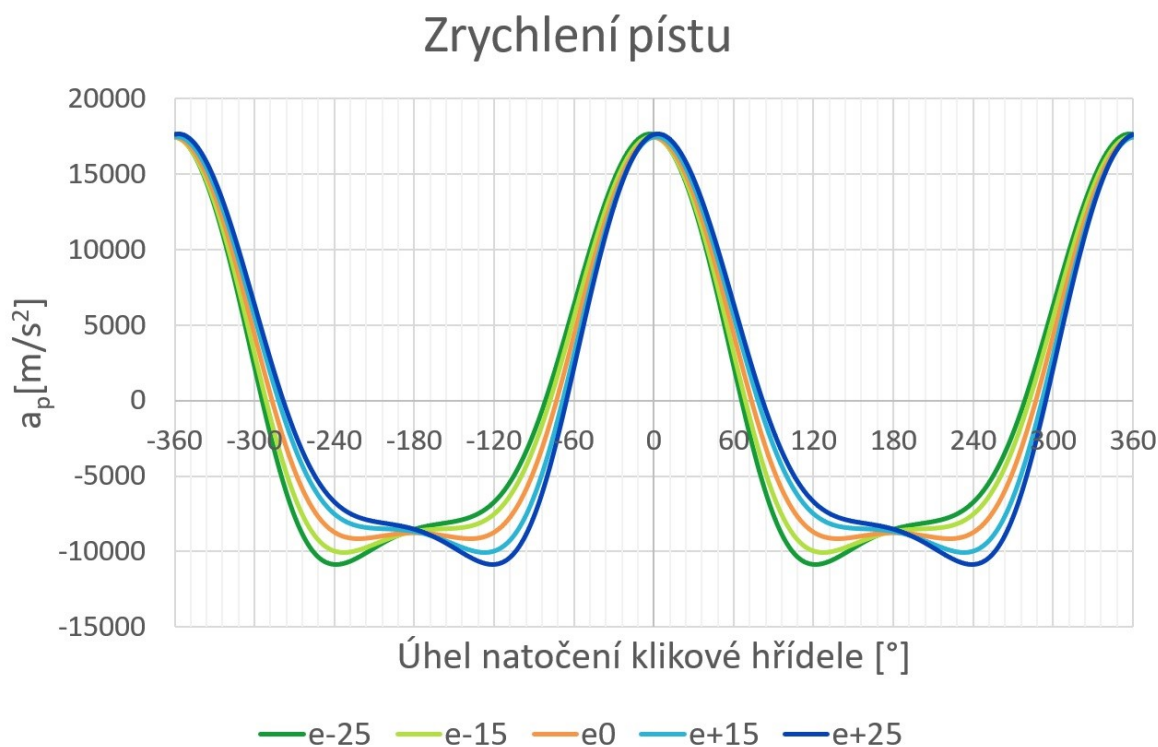
Obr. 3-7 Schéma rozložení sil ve vyoseném klikovém mechanismu

## 4. Výpočet silových účinků v klikovém mechanismu

V této části práce popisují průběh jednotlivých sil v klikovém mechanismu a vliv vyosení pístního čepu na jejich velikost a průběh. Průběh sil je vyobrazen pro vyosení pístního čepu od  $-25$  mm do  $+25$  mm.

### 4.1 Zrychlení pístu

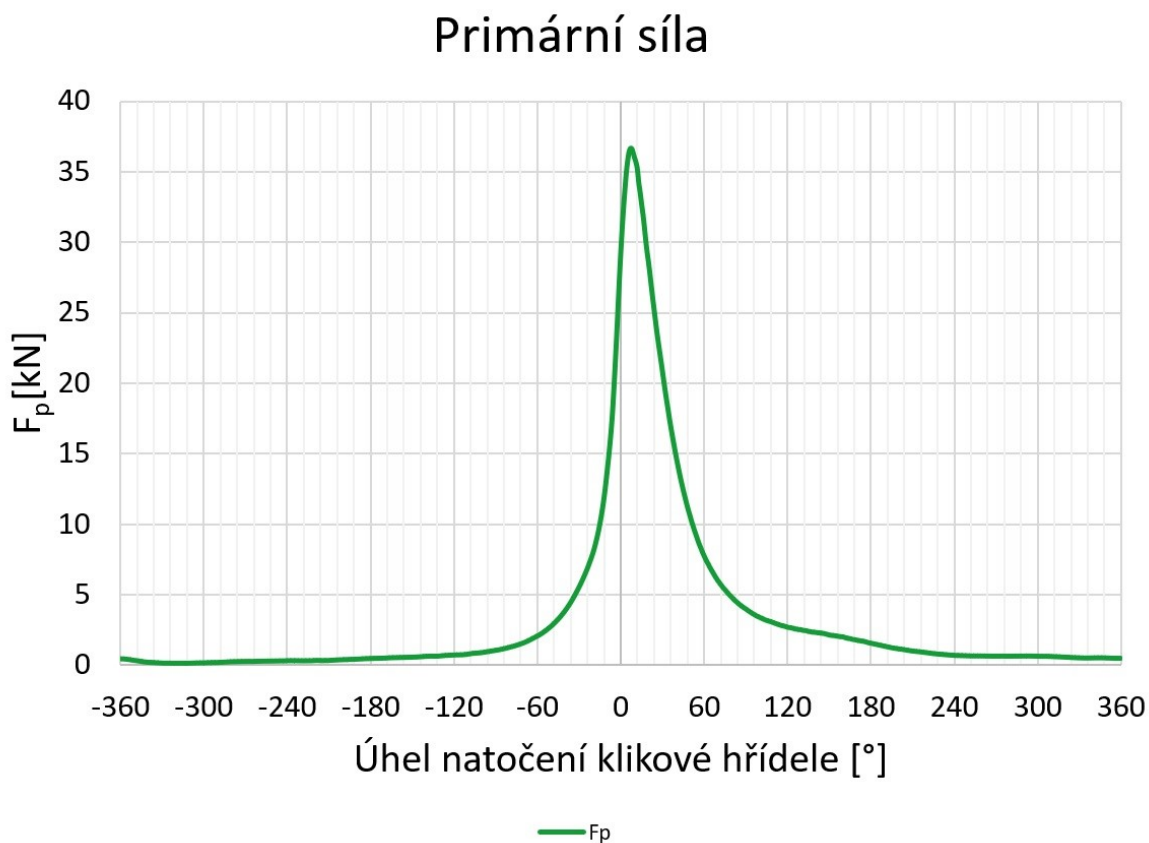
Jedním z prvků, na kterých je závislá velikost sil v klikovém mechanismu je zrychlení pístu. Změna vyosení pístního čepu se zde projevuje deformací průběhu zrychlení, to se v grafu projeví jeho naklopením na jednu či druhou stranu, v závislosti na směru vyosení. Celková velikost a maximální hodnota se s rostoucím vyosením mění pouze minimálně, dojde především k změně její minimální hodnoty.



Obr. 4-1 Průběh zrychlení pístu

## 4.2 Primární síla

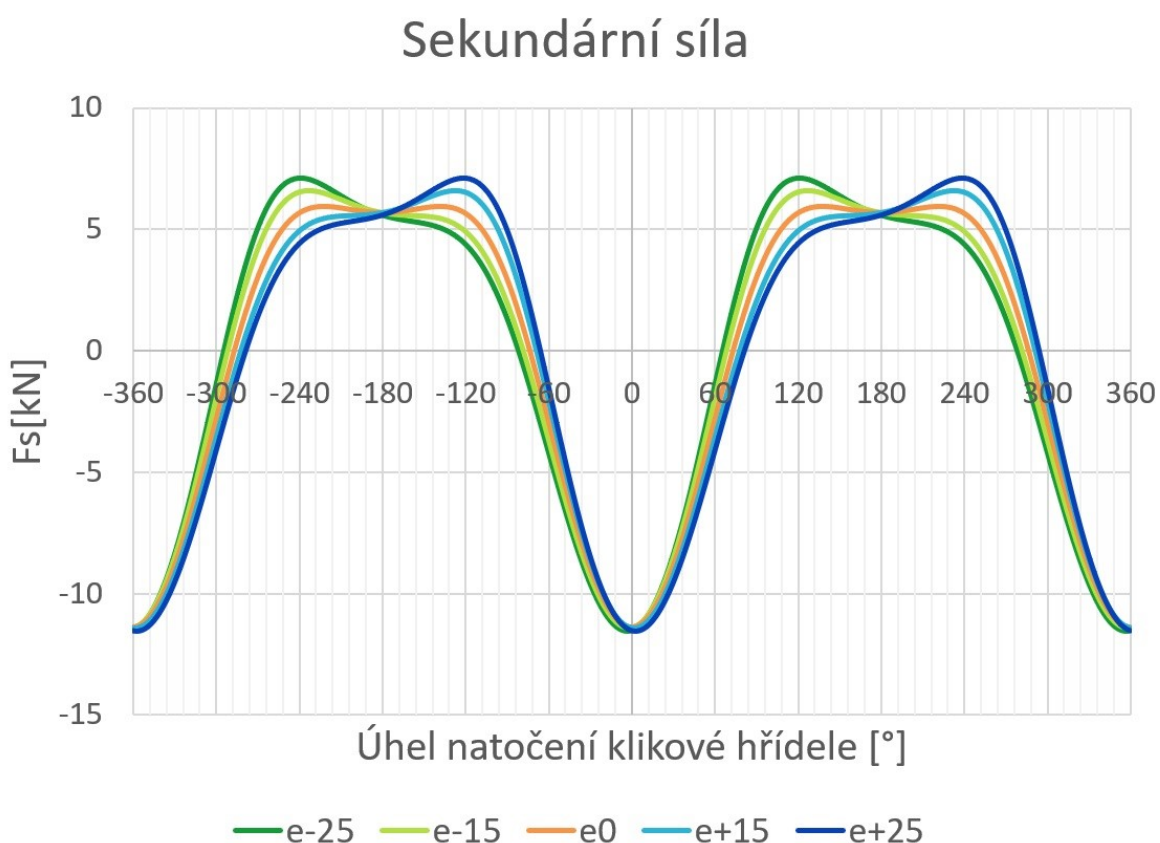
Primární síla závisí pouze na tlaku působícím na píst a jeho povrchu. Z tohoto důvodu se při vyosení pístního čepu její průběh ani velikost síly nemění. Její průběh v závislosti na úhlu natočení klikové hřídele popisuje graf na obrázku 4-2. Oblast mezi  $-120^\circ$  a  $120^\circ$  označujeme jako vysokotlakou část oběhu. Její maximální hodnota se nachází v pozici za horní úvratí. V oblasti mimo vysokotlakou část oběhu se velikost primární síly blíží nule.



Obr. 4-2 Průběh primární síly

### 4.3 Sekundární síla

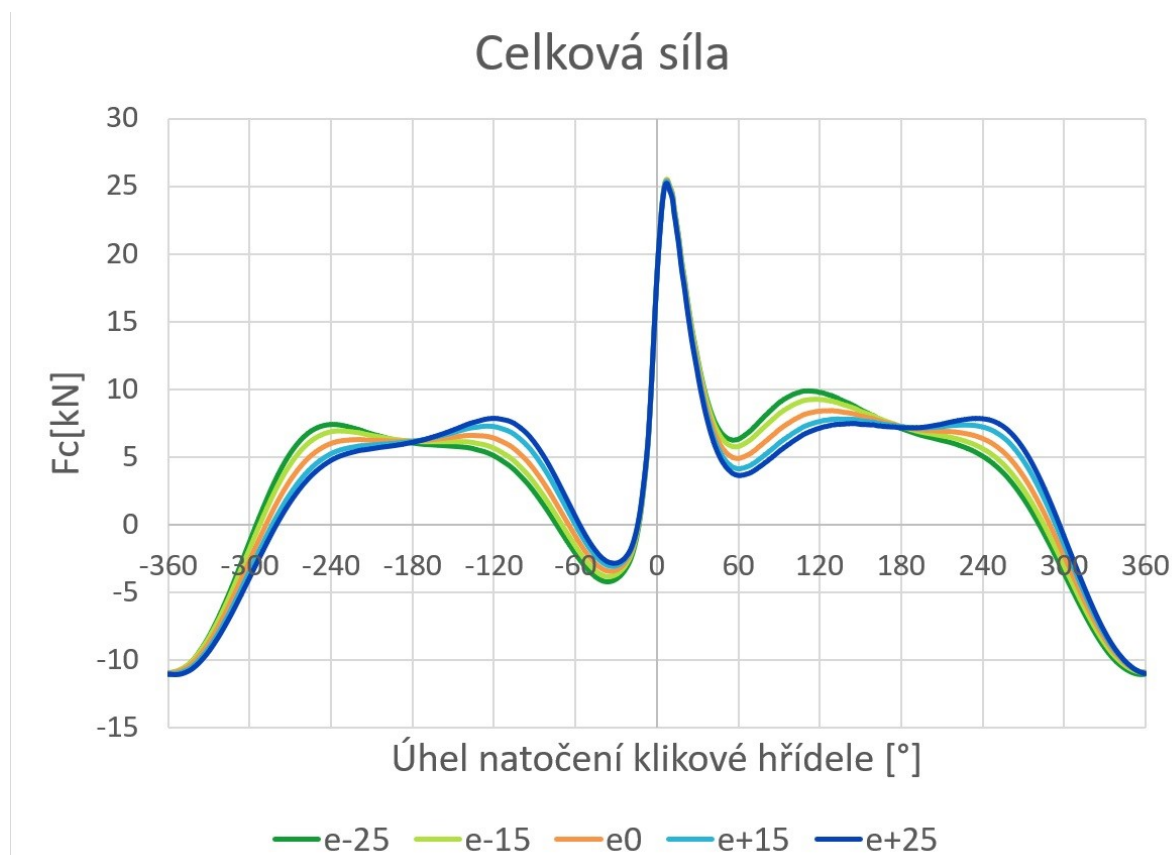
Změna grafu průběhu sekundární síly svým průběhem kopíruje změnu zrychlení, na kterém je závislá. Dochází, avšak k překlopení podle osy x, z důvodu opačného směru působení vůči primární síle. To se projeví zachováním minimální hodnoty, a naopak změnou maximální hodnoty. S rostoucím vyosením dochází k růstu maximální hodnoty, a to jak při vyosením v kladném směru, tak i v záporném. Změna maximální hodnoty a její pozice vůči natočení klikové hřídele má následně dopad na změnu velikosti a zejména průběhu celkové síly.



Obr. 4-3 Průběh sekundární síly

#### 4.4 Celková síla

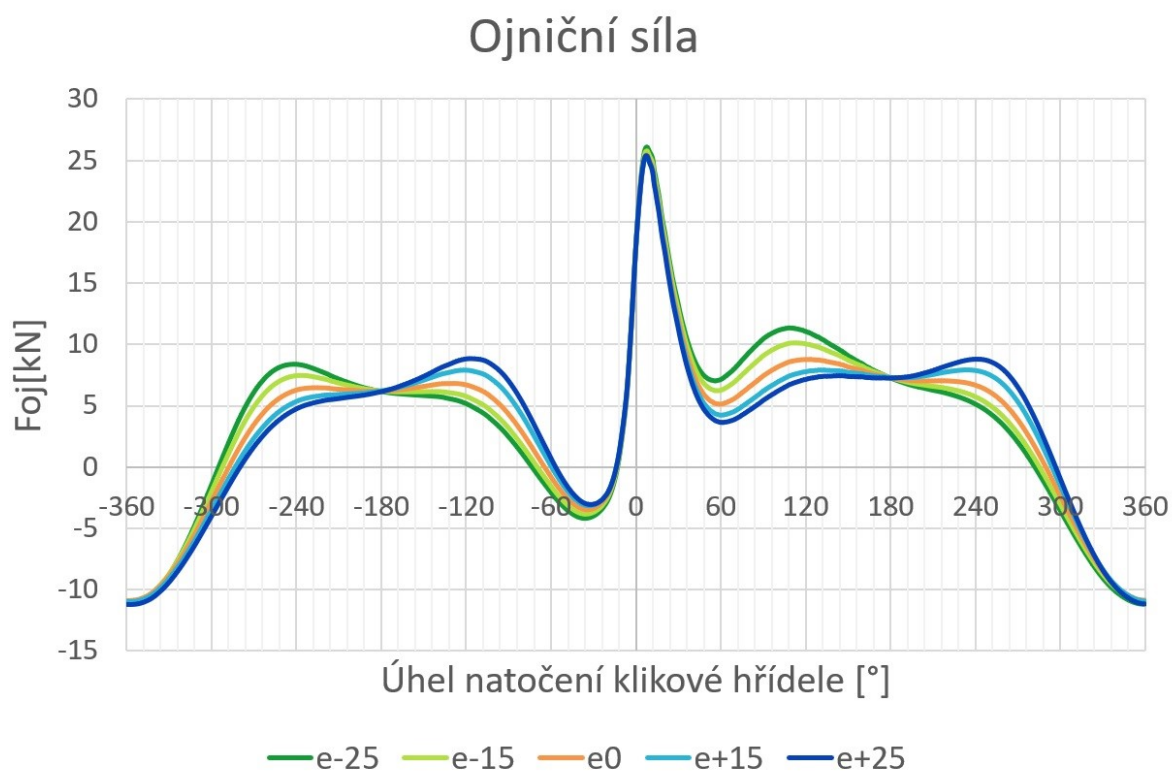
Celková síla je dána součtem primární a sekundární síly. U celkové síly dojde při vyosení pístního čepu k změně velikosti i průběhu vlivem změny sekundární síly. Zatímco velikost maximální a minimální hodnoty celkové síly se při vyosení pístního čepu příliš nemění, dochází ke značné změně jejího průběhu. Velikost celkové síly a její průběh má následně vliv na změny normálové a ojnicí síly.



Obr. 4-4 Průběh celkové síly

## 4.5 Ojniční síla

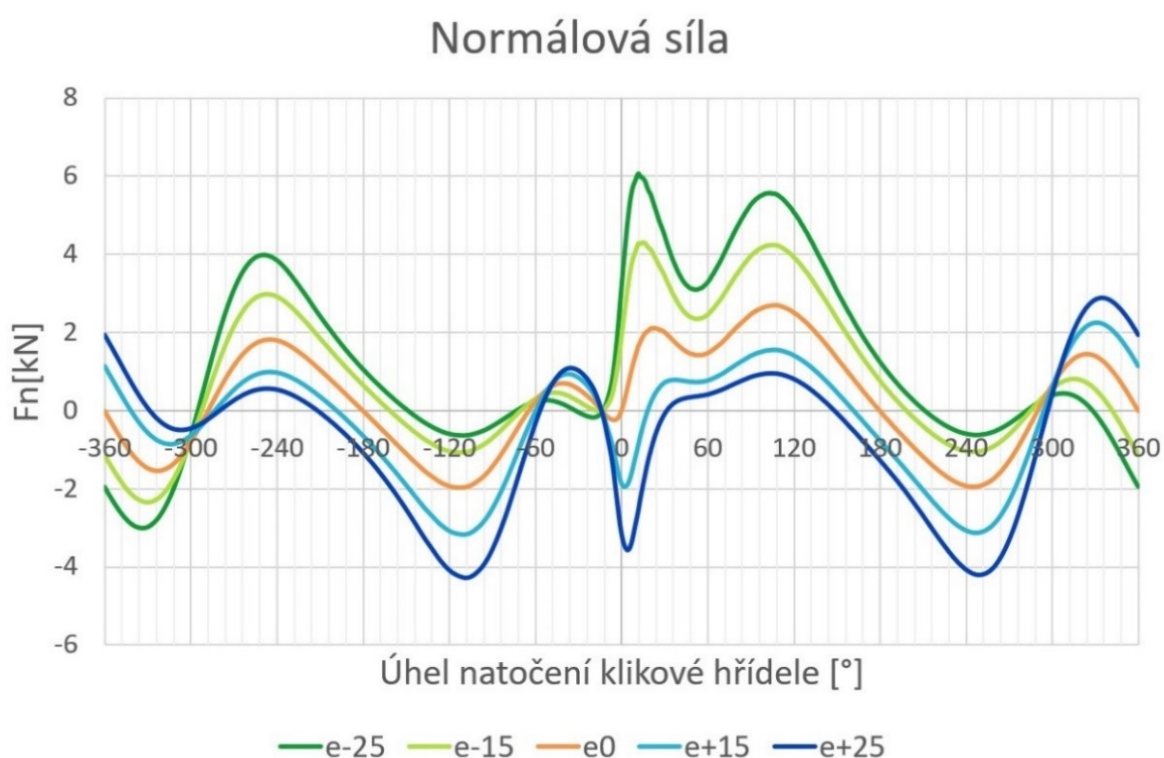
Změna velikosti a průběhu ojniční síly vychází ze změny celkové síly. Průběh velikosti ojniční síly v závislosti na natočení klikové hřídele je rovněž podobný jako průběh síly celkové. Tato podobnost je způsobena tím, že se od celkové síly liší pouze podílem kosinu úhlu výkyvu ojnice  $\beta$ . Jelikož úhel  $\beta$  nabývá v tomto případě hodnot 0 - 20°, je výsledkem číslo blíží se hodnotě 1, což má za následek výslednou podobnost průběhu obou sil.



Obr. 4-5 Průběh ojniční síly

## 4.6 Normálová síla

Velikost a směr vyosení pístního čepu má největší vliv právě na velikost a průběh normálové síly. V tomto případě dojde k celkové změně jejího průběhu a velikosti. Zatímco kladné hodnoty vyosení způsobí její pokles, při vyosení pístního čepu v opačném směru dojde naopak k jejímu nárůstu. Z grafu průběhu normálové síly je patrné, že při vysokých hodnotách vyosení dochází k růstu krajních hodnot síly (minima, respektive maxima). Zejména při vyosení v záporném směru dochází k značnému nárůstu hodnot. Tento nárůst může dosahovat až v takové míry, kdy vliv vyosení může mít negativní dopad a způsobit nárůst střední hodnoty normálové síly i její celkové velikosti nad její výchozí hodnotu.



Obr. 4-6 Průběh normálové síly



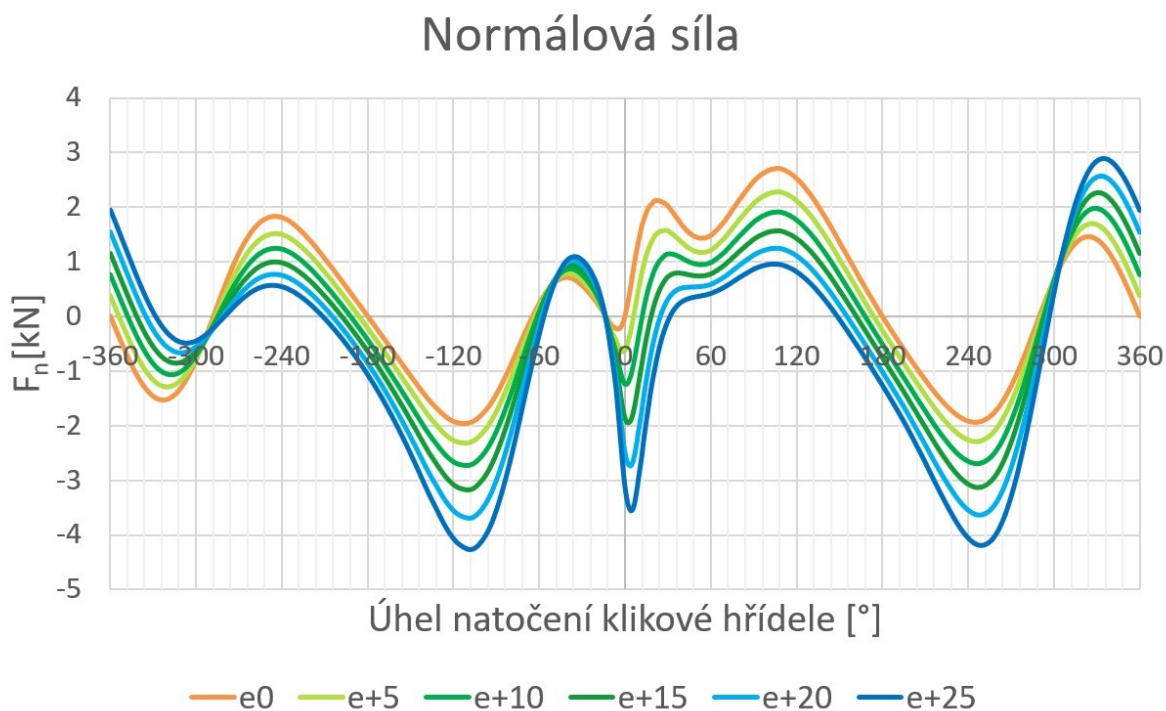
## 5. Zhodnocení a doporučení

### 5.1 Normálová síla a ztrátový výkon

Jak je uvedeno výše, vyosení pístního čepu má největší vliv na velikost normálové síly a z ní plynoucí ztrátový výkon. Z tohoto důvodu jsem se podrobněji zaměřil právě na vyhodnocení těchto dvou parametrů. Cílem je určit optimální hodnotu vyosení pro dosažení co největšího snížení normálové síly a ztrátového výkonu.

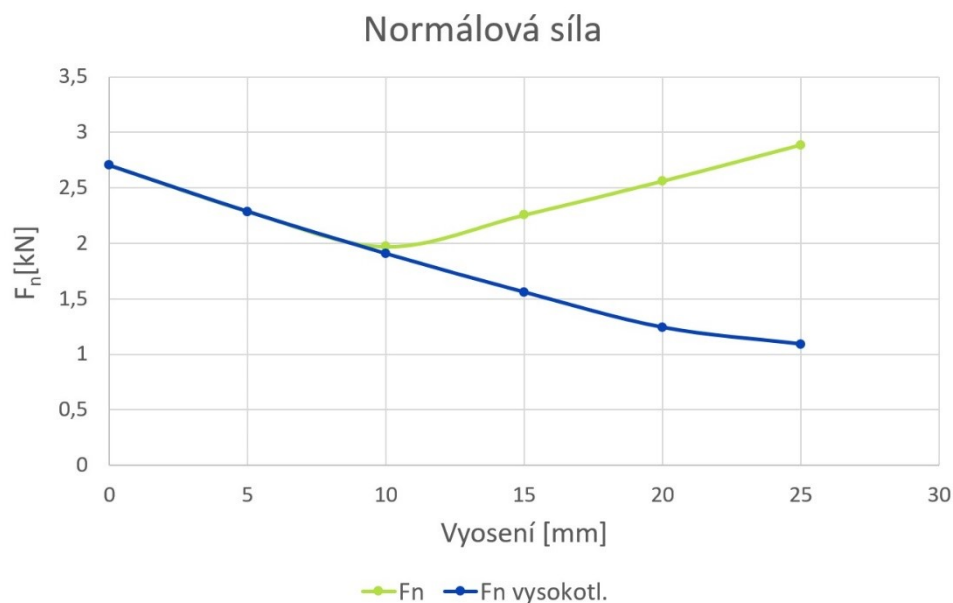
#### 5.1.1 Změna průběhu a velikosti normálové síly

V přechozí kapitole jsem zjistil, že při vyosení v záporném směru dochází k růstu normálové síly, a to dokonce nad hodnoty mechanismu bez vyosení. Jelikož cílem vyosení pístního čepu je naopak snížení normálové síly, v následující části se z proto podrobněji zaměřím na vyosení v kladném směru.



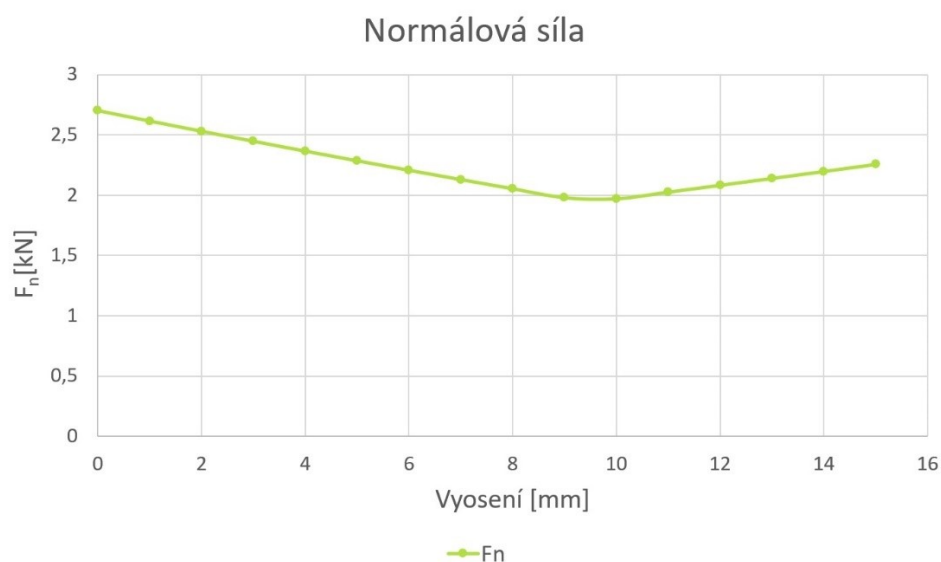
Obr. 5-1 Změna průběhu normálové síly při rostoucím vyosení

Graf na obrázku 5-1 porovnává průběhy normálových sil při vyosení pístního čepu 0-25mm s krokem 5mm. Z grafu je patrný trend poklesu velikosti normálové síly při rostoucím vyosení. Tento jev je patrný zejména ve vysokotlaké části oběhu. Mimo tuto oblast avšak dochází také k nárůstu jejích hodnot. V následujícím grafu jsem se proto zaměřil na porovnání maximálních hodnot normálové síly jak v kompletním oběhu, tak pouze v jeho vysokotlaké části.



Obr. 5-2 Maximální hodnoty normálové síly pro vyosení 0 – 25 mm

Z průběhu grafu lze vidět, že po dosažení určité hodnoty vyosení hodnota normálové síly začíná opět růst. V případě, že by jsme hodnotu vyosení určili pouze z vykoktlaké části oběhu, byla by tato hodnota 25mm. Vzhledem k tomu, že hodnoty normálové síly mimo vysokotlakou část oběhu avšak dosahují při tomto vyosení vyšších hodnot než v mechanismus bez vyosení pístního čepu, je nutno vycházet z hodnot celého oběhu. Z grafu je patrné, že normálová síla bude nejnižší při vyosení okolo 10mm. Nasledující graf podrobněji popisuje oblast do vyosení 15mm.



Obr. 5-3 Maximální hodnoty normálové síly pro vyosení 0 – 15 mm

Podrobnější graf ukazuje, že optimální hodnotou vyosení je v tomto případě 10mm. Vyšší hodnoty vyosení by způsobily opětovný růst normálové síly. Z výsledku vyplývá že při určení optimální míry vyosení je nutno provést výpočet pro široký rozsah míry vyosení.

V případě, že by jsme hodnotu určili bez porovnání dalších možností, je možné že by došlo k volbě zbytečně vysoké hodnoty vyosení pístního čepu, což by mělo za následek vyšší hodnotu normálové síly než by byla při optimální hodnotě vyosení. Dalším problémem, který se pojí s volbou příliš vysoké hodnoty vyosení, je vznik klopného momentu působícího na píst. Ten vzniká posunutím pístního čepu vůči středu pístu a středu působíště tlakových sil. Výsledkem je naklápění pístu okolo pístního čepu, které zatěžuje stěnu pístu a válce. Zatímco při menších hodnotách vyosení není tento moment příliš velký a nezpůsobuje tak žádné komplikace, při velkém vyosení dochází k jeho růstu až na hodnoty, které způsobí větší opotřebení pístu a tím zkrátí jeho životnost.

### 5.1.2 Ztrátový výkon



Obr. 5-4 Ztrátový výkon při vyosení 0 – 15 mm

Průběh změny ztrátového výkonu nám umožňuje vyhodnotit následky změny vyosení na parametry motoru. Hodnoty ztrátového výkonu kopírují svým průběhem graf normálové síly, což je způsobeno jeho závislostí na velikosti normálové síly, viz. vztah 3.10. Po překročení optimální hodnoty vyosení dochází rovněž k nárůstu jeho hodnot a tím i poklesu úspory.

## 5.2 Vyhodnocení vlivu vyosení pístního čepu

V následující tabulce jsou porovnávány maximální hodnoty sil v standartním klikovém mechanismu s mechanismem s vyosením pístního čepu o 10 mm.

Tabulka 5-1 Vyhodnocení vlivu vyosení

	Mechanismus bez vyosení	Vyosení 10 mm
<i>Primární síla [kN]</i>	36,65552	36,65552
<i>Sekundární síla [kN]</i>	5,95837	6,343157
<i>Celková síla [kN]</i>	25,43862	25,36267
<i>Ojniční síla [kN]</i>	25,46576	25,36956
<i>Normálová síla [kN]</i>	2,702112	1,969981
<i>Změna <math>F_n</math></i>	0,73kN, 27,1%	
<i>Ztrátový výkon [kW]</i>	2,150431	1,567776
<i>Změna <math>P_{ztr}</math></i>	0,58kW, 27,1%	

Z tabulky je patrný pozitivní vliv vyosení pístního čepu na výši normálové síly. Při využití optimální hodnoty vyosení došlo k poklesu normálové síly a tím i ztrátového výkonu o 27 %. Mimo poklesu normálové síly došlo také k poklesu maximální hodnoty celkové a ojniční síly, což je způsobeno nárůstem maximální hodnoty sekundární síly. Tato změna, avšak není příliš výrazná, a nemá proto vliv na parametry motoru.

## 6. Závěr

Cílem této práce bylo zjištění vlivu vyosení pístního čepu na velikost normálové síly. V první části práce se věnuji základnímu popisu klikového mechanismu a teoretickému rozporu řešeného problému. V další části se pak věnuji výpočtům sil na základě změřených a zadaných hodnot motoru. Pomocí výpočtů normálové síly a změny velikosti vyosení pístního čepu zjišťuji vliv velikosti vyosení na velikost a průběh sil v klikovém mechanismu.

Během zkoumání problematiky vyosení pístního čepu jsem zjistil, že tento mechanismus není v odborné literatuře příliš podrobně popsán a uváděné vztahy pro výpočet parametrů vyoseného klikového mechanismu se často liší a některé jsou dokonce uváděny chybně. Nicméně díky pomoci vedoucího práce pana Ing. Pavla Dreslera, který mi pomohl s odvozením základních vztahů pro výpočty se mi povedlo dojít k správným výsledkům

Na základě výsledků výpočtů jsem zjistil, že volbou vhodné velikosti vyosení lze podstatně snížit velikost normálové síly a ztrátového výkonu. Při volbě vyosení, je nutno provést důsledné vyhodnocení vlivů vyosení a vyhodnotit dostatečný rozsah hodnot vyosení. Zatímco v případě volbě nízké hodnoty by nedošlo k plnému využití efektu vyosení pístního čepu, při příliš vysoké hodnotě vyosení může nastat opačný jev, kdy normálová síla začne opět růst. V extrémních hodnotách vyosení může normálová síla dosahovat dokonce vyšších hodnot než v mechanismu bez vyosení. Při výpočtu je nutno rovněž zohlednit otáčky ve kterých se bude motor pohybovat, jelikož při vyšších otáčkách dochází k růstu rychlosti a zrychlení pístu, velikosti působících sil a tím také klesá maximální přípustné vyosení.

Zvolením optimální hodnoty vyosení pístního čepu, která byla v tomto případě 10 mm, se podařilo dosáhnout snížení normálové síly o 27%, což činí úsporu ztrátového výkonu 0,58kw. Úspora ztrátového výkonu rovněž znamená zvýšení celkové účinnosti motoru. Jelikož ztrátový výkon je způsoben třením mezi stěnou pístu a válce, jeho snížení způsobí také zvýšení životnosti těch komponentů.

## 7. Seznam použité literatury

- [1] MARTYR, A. J.; PLINT, M. A., Engine testing theory and practice. 3. Vyd. V Oxfordu: Elsevier's Science & Technology, 2007, 442 s. ISBN-13: 978-0-7506-8439-2.
- [2] HEYWOOD, John B. Internal combustion engine fundamentals. New York: McGraw-Hill, c1988, xxix, 930 p., [2] p. of plates. ISBN 00-702-8637-X
- [3] SCHÄFER, Edited by Richard van Basshuysen and Fred. Internal combustion engine handbook basics, components, systems, and perspectives. Warrendale, Pa. (400 Commonwealth Dr., Wallendale PA USA): Society of Automotive Engineers, 2004. ISBN 978-076-8071-962.
- [4] PULKRABEK, Willard W. *Engineering fundamentals of the internal combustion engine*. 2nd ed. Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall, c2004. ISBN 9780131405707.
- [5] MACEK, Jan. Spalovací motory. 2. vyd. V Praze: České vysoké učení technické, 2012. ISBN 978-80-0105-015-6
- [6] KOZUBKOVÁ, Milada. Modelování proudění tekutin. V Ostravě: Vysoká škola báňská – Technická Univerzita, 2008, 153 s.
- [7] JANALÍK, J.; ŠTÁVA, P. Mechanika tekutin. V Ostravě: Vysoká škola báňská – Technická Univerzita, 2000, 123 s
- [8] RAUSCHER, J.: Vozidlové motory, Studijní opory, VUT FSI Brno, 2004
- [9] RAUSCHER J.: Spalovací motory, Studijní opory, VUT FSI Brno, 2004
- [10] Otto cycle. In: Wikipedia: the free encyclopedia [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2019-05-04]. Dostupné z: [https://en.wikipedia.org/wiki/Otto\\_cycle](https://en.wikipedia.org/wiki/Otto_cycle)
- [11] Tomei forged piston kit. Raw brokerage [online]. Orlando: rawbrokerage, 2019 [cit. 2019-05-07]. Dostupné z: <https://rawbrokerage.com/products/tomei-forged-piston-kit-rb26dett-87-0mm>
- [12] BLAŽEK, Josef. Měření a analýza spalovacích tlaků. V Liberci: Technická univerzita Liberec, 2012
- [13] Self Study Program 820433: The EA288 Diesel Engine Family, Design and Function. In: Pics3.tdiclub [online]. Volkswagen Group of America, 2014 [cit. 2019-05-16]. Dostupné z: [http://pics3.tdiclub.com/data/517/820433\\_EA288.pdf](http://pics3.tdiclub.com/data/517/820433_EA288.pdf)

## Seznam obrázků

Obr. 1-1 Ottův motor [10].....	11
Obr. 1-2 Typy upořádání motoru .....	12
Obr. 1-3 Fáze spalovacího motoru.....	12
Obr. 2-1 Píst [8] .....	15
Obr. 2-2 Typy pístu [8].....	16
Obr. 2-3 Tepelné namáhání pístu [9] .....	17
Obr. 2-4 Boční křivka pístu [9].....	18
Obr. 2-5 Oválnost pístu [11] .....	18
Obr. 2-6 Teplota pístu [11] .....	19
Obr. 2-7 Chlazení pístu [11] .....	19
Obr. 2-8 Těsnící kroužek [9].....	20
Obr. 2-9 Typy těsnících kroužků [9].....	20
Obr. 2-10 Typy stíracích kroužků [8] .....	21
Obr. 2-11 Typy uložení pístního čepu .....	21
Obr. 2-12 Pojistky pístního čepu [8].....	22
Obr. 2-13 Ojnice [8].....	23
Obr. 2-14 Typy ojnic .....	23
Obr. 2-15 Kliková hřídel [8] .....	25
Obr. 3-1 Motor 2.0 Tdi EA288 [13].....	27
Obr. 3-2 Typy snímačů a jejich zapojení [12].....	29
Obr. 3-3 Průběh tlaku ve válci .....	29
Obr. 3-4 Schéma klikového mechanismu .....	30
Obr. 3-5 Schéma rozložení sil v klikovém mechanismu.....	33
Obr. 3-6 Schéma vyoseného klikového mechanismu .....	35
Obr. 3-7 Schéma rozložení sil ve vyoseném klikovém mechanismu.....	37
Obr. 4-1 Průběh zrychlení pístu .....	38
Obr. 4-2 Průběh primární síly .....	39
Obr. 4-3 Průběh sekundární síly .....	40
Obr. 4-4 Průběh celkové síly .....	41
Obr. 4-5 Průběh ojnicí síly.....	42
Obr. 4-6 Průběh normálové síly.....	43
Obr. 5-1 Změna průběhu normálové síly při rostoucím vyosení .....	44
Obr. 5-2 Maximální hodnoty normálové síly pro vyosení 0 – 25 mm.....	45
Obr. 5-3 Maximální hodnoty normálové síly pro vyosení 0 – 15 mm.....	45
Obr. 5-4 Ztrátový výkon při vyosení 0 – 15 mm .....	46

## Seznam tabulek

Tabulka 2-1 Chlazení pístu [8] .....	19
Tabulka 3-1 Technické údaje motoru 2.0 Tdi 110kw [13] .....	28
Tabulka 5-1 Vyhodnocení vlivu vyosení .....	47